

# VT-Forschungsbericht 2018-04

## **Erstellung und Validierung eines modularen Simulationswerkzeugs zur Analyse des dynamischen Verhaltens von Mikrogasturbinen**

Dipl.-Ing. Martin Henke

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt  
Institut für Verbrennungstechnik  
Stuttgart



DLR

Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt



Herausgeber

Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt

**Institut für  
Verbrennungstechnik**

Pfaffenwaldring 38-40  
70569 Stuttgart

Telefon  
Telefax

(0 7 11) 68 62 - 3 08  
(0 7 11) 68 62 - 5 78

Als Manuskript gedruckt.  
Abdruck oder sonstige Verwendung  
nur nach Absprache mit dem Institut gestattet

D93, Stuttgart

# **Erstellung und Validierung eines modularen Simulationswerkzeugs zur Analyse des dynamischen Verhaltens von Mikrogasturbinen**

Von der Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie  
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Martin Henke**

aus Tuttlingen

Hauptberichter:

Prof. Dr. Manfred Aigner

Mitberichter:

Prof. Dr. Günter Scheffknecht

Tag der mündlichen Prüfung:

23. Mai 2018

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt  
der Universität Stuttgart

2018



# Danksagung

Ich danke meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Aigner, der es mir ermöglicht hat, an seinem Institut unter exzellenten Rahmenbedingungen zu promovieren und der mir das Vertrauen entgegen gebracht hat, meine Arbeit selbstbestimmt durchzuführen und eine Gruppe hervorragender Mitarbeiter zu leiten. Ebenfalls danke ich Herrn Prof. Dr. techn. Günter Scheffknecht für die Übernahme des Korreferats und für seine wertvollen Hinweise zu meiner Arbeit. Mein besonderer Dank gilt meinem ehemaligen Vorgesetzten und Mentor Thomas Monz für die langen richtungsweisenden Gespräche sowohl zu meiner Arbeit als auch darüber hinaus. Ihm wie auch meinen Abteilungsleitern, Axel Widenhorn, Andreas Huber und Peter Kutne, danke ich für die vielen spannenden Projekte die ich mitgestalten durfte und gleichzeitig auch für die Freiräume die sie mir für meine Arbeit an der Dissertation eingeräumt haben. Bei Tobias Panne möchte ich mich für die geduldige Betreuung zu Beginn und für die Einführung in das Feld der MGT-Simulation bedanken. Ebenso gilt mein Dank den Experimentatoren und Technikern, die bei der Erhebung der experimentellen Messdaten mitgewirkt haben. Allen voran Martina Hohloch, die mein Verbindungsglied zur Welt der Experimentatoren war und die meine Pläne mit viel Geduld und Hilfsbereitschaft unterstützt hat. Herzlich danken möchte ich auch meinen Bürokollegen, meinen Kollegen aus der Abteilung und aus dem Institut. Ihr alle habt meine Promotionszeit zu etwas ganz Besonderem gemacht, an das ich mich gerne zurück erinnere. Der liebevoll überladene Doktorhut wird mit dabei sicher gute Dienste erweisen.

Meiner lieben Schwester Isabell danke ich für ihre Herzlichkeit und die frische Perspektive, die sie mir auf viele Dinge im Leben gegeben hat. Ein ganz großes Dankeschön geht an meine wunderbare Frau. Ohne ihre Bereitschaft für jahrelanges Wochenendpendeln und ihre Unterstützung gäbe es hier wohl nichts zu lesen. Danke Lisa, für die vielen wundervollen Jahre. Zu guter Letzt will ich meinen Eltern Armin und Elisabeth danken. Ihr habt mir immer geholfen die Weichen richtig zu stellen und mich bei meinen Entscheidungen unterstützt. Euch beiden will ich daher auch diese Arbeit widmen.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b>	<b>6</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>10</b>
<b>Abstract</b>	<b>12</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>14</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>20</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>21</b>
1.1 Hintergrund und Stand der Technik . . . . .	21
1.2 Zielsetzung und Vorgehen . . . . .	26
<b>2 Simulator</b>	<b>28</b>
2.1 Modulübergreifende Konzepte . . . . .	29
2.1.1 Modularität, Modultypen und Kopplung . . . . .	29
2.1.2 Gas- und Thermodynamik . . . . .	31
2.1.3 Wandwärmeströme und -speicherung . . . . .	39
2.2 Simulationsumgebung . . . . .	43
2.2.1 Schnittstellen . . . . .	43
2.2.2 Integrator und Simulationssteuerung . . . . .	45
2.2.3 Sonstige Komponenten und Gesamtstruktur . . . . .	47
2.3 Speichermodule . . . . .	50
2.3.1 Verbindungsvolumen . . . . .	50
2.3.2 Thermische Masse . . . . .	50
2.3.3 Welle . . . . .	51
2.4 Flussmodule . . . . .	52

2.4.1	Rohr . . . . .	52
2.4.2	Brennkammer . . . . .	53
2.4.3	Rekuperator . . . . .	56
2.4.4	Ventil . . . . .	63
2.4.5	Strömungsmaschine . . . . .	65
2.4.6	Wärme Kopplung . . . . .	68
2.4.7	Generator . . . . .	71
2.5	Sonstige Module . . . . .	73
2.5.1	PID-Regler . . . . .	73
2.5.2	Randbedingungen . . . . .	75
<b>3</b>	<b>Validierung</b>	<b>76</b>
3.1	MGT-Prüfstand und Messdatenanalyse . . . . .	77
3.2	Anlagenmodell . . . . .	83
3.2.1	Verdichterbereich . . . . .	83
3.2.2	Rekuperatorbereich . . . . .	85
3.2.3	Brenner- und Turbinenbereich . . . . .	85
3.2.4	Gesamtmodell . . . . .	88
3.3	Modellparameter . . . . .	89
3.3.1	Direkt bestimmbare Parameter . . . . .	89
3.3.2	Durch Komponentensimulation bestimmbare Parameter . . . . .	95
3.3.3	Durch Systemsimulation bestimmbare Parameter . . . . .	97
3.4	Validierungsergebnisse . . . . .	101
3.4.1	Stationäre Betriebspunkte . . . . .	101
3.4.2	Transiente Manöver . . . . .	110
3.5	Konservativität und Simulationsgeschwindigkeit . . . . .	118
<b>4</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>121</b>
<b>A</b>	<b>Übersicht der Modellparameter</b>	<b>126</b>
<b>B</b>	<b>Zusätzliche Validierungsergebnisse</b>	<b>131</b>
<b>C</b>	<b>Untersuchung der Péclet-Zahlen</b>	<b>137</b>
<b>D</b>	<b>Wärmeleitfähigkeit und Viskosität von Gasgemischen</b>	<b>139</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>141</b>

# Nomenklatur

## Lateinische Symbole

$A$	Querschnittsfläche	$\text{m}^2$
$C$	Gesamtwärmekapazität	$\text{J/K}$
$C$	Courant-Zahl	-
$c_p$	Spezifische isobare Wärmekapazität	$\text{J/kg/K}$
$c_v$	Spezifische isochore Wärmekapazität	$\text{J/kg/K}$
$D$	Diffusionskoeffizient	$\text{m}^2/\text{s}$
$D$	Durchmesser	$\text{m}$
$d$	Dicke	$\text{m}$
$e$	Spezifische Energie	$\text{J/kg}$
$f$	Rohrreibungszahl	-
$G$	Einlaufgewichtungsfaktor	-
$g$	Erdbeschleunigung ( $\approx 9,8 \text{ m/s}^2$ )	$\text{m/s}^2$
$Gr$	Grashof-Zahl	-
$h$	Spezifische Enthalpie	$\text{J/kg}$
$\mathbf{I}$	Einheitsmatrix	-
$i$	Zählvariable	-
$j$	Anzahl der Einlassströme	-
$J$	Trägheitsmoment	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$K_{p/i/d}$	Proportional/integral/differenzial-Verstärkungsfaktoren des PID-Reglers	n. a.
$k$	Anzahl der Rekuperatorsegmente bzw. der Auslassströme	-
$L$	Länge	$\text{m}$
$M$	Molare Masse	$\text{kg/mol}$
$m$	Masse	$\text{kg}$
$\dot{m}$	Massenstrom	$\text{kg/s}$



$\dot{m}$	Massenstromänderungsrate	kg/s <sup>2</sup>
$\dot{m}_p$	Normierter Massenstrom	kg√K/(s · Pa)
$N$	Drehzahl	1/s
$\mathbf{n}$	Normalenvektor	-
$N_p$	Normierte Drehzahl	1/(s√K)
$Nu$	Nußelt-Zahl	-
$P$	Leistung	W
$p$	Druck	Pa
$Pe$	Péclet-Zahl	-
$Pr$	Prandtl-Zahl	-
$\dot{Q}$	Wärmestrom	J/s
$R$	Spezifische Gaskonstante	J/(kg · K)
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$S$	Oberfläche	m <sup>2</sup>
$s$	Spezifische Entropie	J/(kg · K)
$Sc$	Schmidt-Zahl	-
$T$	Temperatur	K
$T$	Periodendauer	s
$t$	Zeit	s
$TIT$	Turbineneinlasstemperatur	K
$TOT$	Turbinenaustrittstemperatur	K
$U$	Umfang	m
$u$	Spezifische innere Energie	J/kg
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s
$v$	spezifisches Volumen	m <sup>3</sup> /kg
$v, \mathbf{v}$	Geschwindigkeit, Geschwindigkeitsvektor	m/s
$vh$	Relativer Ventilhub	-
$w, \mathbf{w}$	Massenbruch, Massenbruchvektor	kg/kg
$x$	Beliebige Zustandsgröße	n. a.
$x$	Speziesindex	-
$y$	Stoffmengenanteil	mol/mol

## Griechische Symbole

$\alpha_{\text{ges}}$	Gesamtwärmeübertragungskoeffizient	W/K
$\alpha_{\text{konv}}$	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> · K)
$\alpha_{\text{kond}}$	Wärmeleitwert	W/K
$\Delta h_{\text{f}}^0$	Spezifische Standardbildungsenthalpie	J/kg
$\Delta p$	Druckverlust	Pa
$\Delta p_{\text{rel}}$	Druckverlust relativ zum Eintrittsdruck des Abschnitts	%
$\Delta t$	Zeitschrittweite	s
$\Delta t_{\text{RT}}$	Taktzeit des Reglers	s
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	-
$\eta$	Wirkungsgrad	%
$\eta_{\text{dyn}}$	Dynamische Viskosität	Pa · s
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/(m · K)
$\Pi$	Druckverhältnis	-
$\pi$	Kreiszahl (3,1415926535...)	-
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Drehmoment	N · m

## Abkürzungen

aus	Auslauf
BK	Brennkammer
chara	Charakteristisch
CFD	Numerische Strömungsmechanik
DGL	Differenzialgleichung
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V.
ein	Einlauf
el	Elektrisch
FK	Freie Konvektion
GLS	Gleichungssystem
GUI	Grafische Benutzeroberfläche

hyd	Hydraulisch
isen	Isentroper Vergleichsprozess
kond	Konduktion
konv	Konvektion
krit	Kritisch / Grenzstabil
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
mech	Mechanisch
mess	Messung
mix	Mischung
P	Proportional
PI	Proportional-Integral
PID	Proportional-Integral-Differenzial
PT1	Proportionalglied mit Verzögerung erster Ordnung
RB	Randbedingung
real	Realer Prozess
red	Reduziert
ref	Referenz
reku	Rekuperator
rel	Relativ
SDF	Staurohr-Durchflussmessung
sim	Simulation
sum	Summe
SOFC	Festoxidbrennstoffzelle (solid oxide fuel cell)
T / Turb	Turbine
TM	Thermische Masse
UHC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
Umgebung	Umgebung
V / Verd	Verdichter
VV	Verbindungsvolumen

# Kurzfassung

Mikrogasturbinen (MGT) haben aufgrund ihrer schadstoffarmen Verbrennung und der hohen Gesamteffizienz im Blockheizkraftwerksbetrieb gute Voraussetzungen, um sich im aufsteigenden Markt der dezentralen Energieversorgung zu behaupten. Aufgrund ihrer hohen Brennstoffflexibilität können sie auch mit regenerativen Brennstoffen oder niederkalorischen Industrieabgasen betrieben werden. Die MGT-Technologie stellt zudem eine wichtige Forschungsbasis für eine Vielzahl zukünftiger Entwicklungen dar. So kann beispielsweise durch eine geänderte Verschaltung der Komponenten ein Inverted Brayton Cycle realisiert werden, mit dem niedrige Leistungsbereiche effizient erschlossen werden können. Ebenfalls kann die MGT mit einer Festoxidbrennstoffzelle als Hybridkraftwerk betrieben werden, mit einem prognostizierten elektrischen Wirkungsgrad von über 65 %.

Numerische Prozesssimulationen sind ein wichtiges Werkzeug zur Verwirklichung dieser Konzepte. Mit ihnen kann das dynamische Verhalten der Anlagen im Vorfeld simuliert werden, um Betriebs- und Regelkonzepte zu entwerfen, transiente Manöver zu untersuchen und Systemabhängigkeiten festzustellen. Die hierfür eingesetzten 0D/1D Modelle werden in der Literatur oftmals eingeteilt in hochdetaillierte, nichtlineare Modelle, die weite Betriebsbereiche genau abbilden können, und einfachere Modelle, die schnelle Berechnungen ermöglichen und damit für umfangreiche Parameterstudien geeignet sind.

Demgegenüber beschreibt die vorliegende Dissertation die Entwicklung und Validierung eines Simulators, der beiden Anforderungen gerecht wird. Das transiente, nichtlineare Verhalten MGT-basierter Kraftwerke wird detailliert abgebildet. Dabei übertrifft die Rechengeschwindigkeit bei der Simulation einer MGT der 100 kW<sub>el</sub>-Klasse die Prozessgeschwindigkeit um das Fünffache.

Zu Beginn der Arbeit wird das Konzept der recheneffizienten Kopplung von Simulationsmodellen präsentiert. Dieses Konzept ermöglicht es beliebige Kreisläufe modular zu verschalten, ohne algebraische Abhängigkeiten zu schaffen, die rechenzeitintensiv gelöst werden müssten.

Darauf aufbauend wird das Gas- und Thermodynamikmodell vorgestellt. Das Modell erlaubt durch seinen Ansatz der überlappenden Kontrollräume die korrekte Berücksichtigung des Gasvolumens in den Bilanzgleichungen der Energie, der Spezies, der Masse und des Impulses. Ebenso wird die Softwarearchitektur der in Fortran geschriebenen Simulationsumgebung beschrieben und die Interaktion ihrer Komponenten veranschaulicht. Daraufhin werden alle zur MGT-Simulation benötigten Bauteilmodelle hergeleitet und Möglichkeiten zur Erhöhung der Recheneffizienz und Modellgenauigkeit diskutiert.

Im zweiten Teil der Arbeit wird der Simulator anhand von Messdaten eines Turbec T100 MGT-Prüfstands validiert. Hierfür wird ein Modell der T100 MGT erstellt und im Anschluss das Vorgehen zur Identifikation der Modellparameter beschrieben. Für die Validierung werden alle angefahrenen, stationären Betriebspunkte der MGT berücksichtigt und neben unterschiedlichen Lastwechselmanövern auch ein Kaltstartmanöver und ein Abfahrmanöver untersucht. Die Validierungsergebnisse bestätigen, dass der Simulator den komplette Lastbereich und die transienten Manöver in guter Übereinstimmung mit den Messdaten wiedergeben kann. Zusätzlich wird anhand von Simulationen mit reduzierten Bauteilwärmekapazitäten der Einfluss der Bauteilwände auf die Prozessdynamik diskutiert und die Notwendigkeit der Wärmestrom- und -speichermodelle demonstriert.

# Abstract

With low pollutant emissions and high overall energy efficiency, micro gas turbines (MGTs) could become a leading technology in the emerging market of decentralized heat and power generation. MGTs can also utilize various fuels such as regenerative fuels and industrial waste gases. Additionally, the technology provides a versatile platform for the development of novel thermodynamic cycles. For example, if MGT components are interconnected in a different way, an Inverted Brayton Cycle can be realized, which operates efficiently at a very low power output range. Another example is given by the combination of an MGT with a solid oxide fuel cell, creating a hybrid power plant projected to reach an electrical efficiency above 65 %.

Numerical process simulations are key to realizing these concepts within an increasingly restrictive time and cost framework. These tools allow for the analysis of the dynamic properties of a plant in an early planning stage and give insights into the system's interdependencies; they are also crucial for the development and test of control strategies. Many approaches to build such a simulator based on 0D/1D component models can be found in literature. Generally, they can be divided into two categories: ones that use highly detailed, nonlinear models to achieve high accuracy over a wide operating range of the plant, and ones that are based on highly simplified models, designed for fast simulation and extensive parameter studies.

This dissertation describes the development and validation of a dynamic process simulation tool that meets both objectives at the same time. The dynamic, nonlinear behavior of MGT-based plants is modeled in high detail, while achieving high simulation speed: the simulation of a MGT with a power output of  $100 \text{ kW}_{\text{el}}$  is performed more than five times faster than the real process.

The dissertation first establishes a concept on how the component models can be combined in a computationally efficient way. This concept enables a highly modular simulator able to model arbitrary MGT-based thermodynamic cycles. It also accelerates simulation speed, as

calculation-intensive algebraic interdependencies between component models are avoided. Based on this concept, a gas- and thermodynamic model is presented. The model is based on overlapping control volumes, which allow using the correct gas volume in the energy, species, mass and impulse balance equations. The modular software architecture of the Fortran program is outlined in conjunction with the interactions between the software modules. Subsequently, the models of all components necessary to simulate an MGT are derived, and approaches to improve calculation efficiency and model accuracy are explained.

The second part of the dissertation describes the validation process, based on experimental measurement data from a Turbec T100 MGT test rig. A model of the MGT and the parameter identification process is discussed. Validation results include a wide variation of steady-state operation points, several dynamic load changes as well as a cold start and a shutdown maneuver. The results confirm that the program is capable of simulating the entire MGT operating range and all transient maneuvers in good agreement with experimental data. Additionally, simulations with reduced component heat capacities have been conducted to analyze their impact on system dynamics. These final investigations demonstrate the significance of the implemented heat flow and heat storage network models.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung des offenen, rekuperierten Joule-Prozesses im Temperatur-Entropie-Diagramm a) und als Komponentenschaltplan b). Die Zahlen stehen für die Bauteilkomponenten: ① Verdichter, ② Rekuperator (Luftseite), ③ Brennkammer, ④ Turbine und ⑤ Rekuperator (Abgasseite). . .	22
1.2	Untergliederung der Prozesssimulationsansätze aus der Literatur. . . . .	23
2.1	Beispiel einer ineffizienten Modularisierung (links) zur Modellierung des Wärmeübertrags vom Gas (Modul 1) auf die Wand (Modul 4). Durch Vereinigung von Modul 2 (Konvektion) und Modul 3 (Konduktion) kann das Modell direkt gelöst werden (rechts). . . . .	30
2.2	Das Modularisierungskonzept des Simulators ergibt sich durch eine alternierende Verkettung von Speicher- und Flussmodulen, die wiederum auf die dargestellten Gleichungsformen beschränkt sind. . . . .	31
2.3	Übersicht des Modularisierungskonzepts der Gas- und Thermodynamik. . .	32
2.4	Schematische Darstellung eines Verbindungsvolumens (gestrichelter Bereich), das drei Bauteile verbindet. Das Gas strömt von links durch zwei Einläufe zum Auslauf rechts. . . . .	34
2.5	Modellierungsschema eines isolierten Rohrs. Der Modulschaltplan rechts zeigt die alternierende Abfolge von Speicher- und Flussmodulen. Das linke Schema zeigt den abstrahierten geometrischen Zusammenhang. Vom heißen Gas im Inneren geht ein Wärmestrom (rote Pfeile) aus, der über die Rohrwand und die Isolation an die Umgebung fließt. . . . .	40
2.6	Beispielschema zur Funktionsweise der Schnittstellen und zu ihrer Abhängigkeit von den Simulations-Modulen denen sie zugeteilt sind. . . . .	45
2.7	Schema der Berechnungsreihenfolge im Simulator nach Beginn eines neuen Zeitschritts. Die Abfolge wird durch die eingekreisten Zahlen dargestellt. . .	46



2.8	Vereinfachtes Schema der Programmstruktur der Simulationsumgebung. Datenverbindungen von und zu den Modulen der Simulationssteuerung, Speicherverwaltung, Initialisierung und Fehlerbehandlung werden zur besseren Übersicht nicht gezeigt. . . . .	48
2.9	Vergleich der Berechnungsverfahren aus Gl. (2.50) und (2.51) am Beispiel einer Wasserstoff/Luft-Flamme mit der Luftzahl $\lambda = 3,3$ und unterschiedlichen Einlasstemperaturen. Durch den vereinfachten Ansatz würde aufgrund der unterschiedlichen Wärmekapazitäten (links) für hohe Einlasstemperaturen eine zu niedrige Abgastemperatur berechnet werden (mittig). Soll die tatsächliche Abgastemperatur erreicht werden, resultiert aus dem vereinfachten Ansatz ein überhöhter Brennstoffbedarf (rechts). . . . .	55
2.10	Schema der Rekuperatorberechnung (Gegenstrom-Konfiguration). . . . .	56
2.11	Programmablaufplan zur Berechnung der mittleren Temperatur $T_{\text{Gas},i}$ eines Gaskanalsegments für Gleichstrom-Rekuperatoren, mit optionaler Korrektur-Iteration von $T_{\text{Gas},i}$ (Für die in Abb. 2.10 gezeigte Gegenstrom-Konfiguration muss die in Strömungsrichtung absteigende Indizierung der Luftkanalsegmente berücksichtigt werden). . . . .	61
2.12	Vergleich der unterschiedlichen Methoden zur $T_{\text{Gas},i}$ - bzw. $\dot{Q}_{\text{Gas},i}$ -Berechnung anhand des berechneten stationären Rekuperatorwirkungsgrads. Die Zahlen in der Legende geben die Anzahl an Iterationen an. . . . .	62
2.13	Kennfeld eines Verdichters. . . . .	66
2.14	Relativer Fehler der sich durch das Vernachlässigen der Temperaturabhängigkeit von $c_p$ bei der Berechnung der isentropen Expansionsleistung ergeben würde. . . . .	67
2.15	Schemabild der beiden Anwendungsfälle des Wärmekopplungs-Moduls. Die berechneten Wärmeströme werden durch die beiden geschwungenen Pfeile symbolisiert. Die Strichpunktlinie ist die Symmetrielinie der beiden Hohlzylinder. . . . .	69
2.16	Schematische Darstellung der Interaktion zwischen einem Regler-Modul und dem System, für eine Simulationsschrittweite von 1 ms und einer Regler-Taktzeit von 2 ms. . . . .	74
3.1	Schematisches Schnittbild der MGT [8]. . . . .	77
3.2	Turbec T100 MGT-Prüfstand. Bild a) Eingebaute Brennkammer im Originalzustand; Bild b) Brennkammer mit verlängertem Flammrohr. . . . .	78

3.3	Drehzahl- und Massenstromverlauf der beiden Messtage. Die Daten der SDF-Sonde des ersten Messtags sind fehlerhaft. Der Luftmassenstrom wird daher für den ersten Messtag anhand der $O_2$ -Bilanz berechnet. Die zur Validierung verwendeten Zeitbereiche sind in den oberen Diagrammen schwarz gekennzeichnet. . . . .	80
3.4	Drehzahl und Ausbrenngrade der Brennkammer während des Anfahrvorgangs am zweiten Messtag. . . . .	81
3.5	Temperatursträhigkeit der <i>TIT</i> (linkes Diagramm) und Schwankung des relativen Brennkammerdruckverlusts (rechtes Diagramm) während und nach dem Anfahrvorgang am zweiten Messtag (vgl. Abb. 3.3.) . . . . .	82
3.6	Schnittbild und Modulschaltplan des Verdichterbereichs (gesamtes Schnittbild Schema siehe Abb. 3.1, S. 77). . . . .	83
3.7	Schnittbild Schema und Modulschaltplan des Rekuperatorbereichs. . . . .	85
3.8	Brennkammer- und Turbinenbereich der Turbec T100. Das Schnittbild veranschaulicht die Strömungsführung und die Positionen der Messstellen. Die aufgrund von Temperatursträhigkeiten nicht genutzten Messstellen sind mit $T^*$ gekennzeichnet. Das rechte Schema zeigt eine abstrahierte Ansicht der Bauteilgruppe, die den Modellierungsansatz verdeutlicht. . . . .	86
3.9	Modulschaltplan zur Untersuchung des Brennkammer- und Turbinenbereichs der Turbec T100 MGT. . . . .	87
3.10	Gesamtmodulschaltplan der Turbec T100 MGT. . . . .	88
3.11	Schema der Parameteridentifikation. Bidirektionale Pfeile kennzeichnen Parametergruppen, die durch Hilfe von Parameterstudien mit den jeweiligen Simulationsmodellen ermittelt werden. . . . .	90
3.12	Anpassung und Erweiterung der Muster-Strömungsmaschinenkennfelder. Die Kennfelder zeigen Isokurven gleicher normierter Drehzahl. Zur besseren Übersicht werden nicht alle Drehzahllinien dargestellt. . . . .	94
3.13	Simulationsergebnisse zur Identifikation der PID-Parameter des <i>TOT</i> -Reglers nach Ziegler/Nichols für eine Drehzahl von 28 % der Maximaldrehzahl. Durch eine schrittweise Erhöhung des $K_p$ -Werts (unteres Bild) wird gezeigt, dass das mit einem P-Regler stabilisierte System ab einer Verstärkung von $K_p \approx 100$ grenzstabiles Verhalten aufweist. . . . .	98

3.14	Wahl der Messbereiche zur Mittelung stationärer Betriebsdaten. Die schwarz markierten Datenbereiche werden für die Untersuchung der stationären Betriebszustände jeweils gemittelt. Im Bild rechts unten ist der Zeitbereich markiert, in dem die <i>TOT</i> von der Maschinensteuerung abgesenkt wird. . . .	102
3.15	Außerhalb transienter Manöver wird die Regelgröße erfolgreich nahe 918 K stabilisiert. Eine Ausnahme stellt der markierten Zeitbereich von 127 - 164 min dar. Hier wird die <i>TOT</i> kontrolliert abgesenkt, um eine Überlastung des Generators zu vermeiden. . . . .	103
3.16	Validierungsergebnisse der Strömungsmaschinenkennfelder. Die Bilder zeigen die gemessene Lage der stationären Betriebsfälle beider Messtage in den Kennfeldern. Zudem sind die berechneten Werte eingetragen, die sich bei Vorgabe der $N_p$ - und $\Pi$ -Werte aus den Musterkennfeldern und den angepassten Kennfeldern ergeben. Die Drehzahl-Isolinien der angepassten Kennfelder sind in schwarz überlagert. . . . .	104
3.17	Validierung des Druckabfalls im stationären Betrieb über den gesamten Hochdruckbereich und über die Brennkammer. Die Druckabfälle werden relativ zum Einlassdruck des jeweiligen Abschnitts angegeben. . . . .	105
3.18	Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Volllastpunkt (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite). . . . .	106
3.19	Validierungsdaten des stationären Luft- und Brenngasmassenstroms. . . .	107
3.20	Validierungsdaten der Rekuperatoreffizienz stationärer Betriebspunkte. . . .	108
3.21	Validierungsdaten der elektrischen Austrittsleistung und des elektrischen Wirkungsgrads in stationären Betriebszuständen. . . . .	109
3.22	Validierung der Nachführung von Drehzahl und <i>TOT</i> durch das simulierte Regelsystem. Gezeigt wird der Hochfahrvorgang am zweiten Messtag, an dem die höchste Abweichung auftritt. . . . .	110
3.23	Validierung des Aufwärm- und des Abkühlverhaltens des Rekuperators bei einer Drehzahländerung von 80 % auf 85 % der Maximaldrehzahl am Messtag 1 (links) und bei einer Drehzahländerung von 100 % auf 80 % am Messtag 2 (rechts). Die Simulation mit um den Faktor 1000 reduzierten Wärmekapazitäten ist mit $C_{red}$ gekennzeichnet. . . . .	112

3.24	Validierung und Analyse des Einfluss der Wärmekapazitäten auf den benötigten Brenngasmassenstrom bei einer Laständerung von Volllast auf niedrigste Teillast. Die Simulation mit um den Faktor 1000 reduzierten Wärmekapazitäten ist mit $C_{red}$ gekennzeichnet. . . . .	113
3.25	Validierung des Kaltstarts der MGT am zweiten Messtag. Gezeigt werden Ergebnisse der Messung und der Simulation mit vollständigen und mit um den Faktor 1000 reduzierten Bauteilwärmekapazitäten ( $C_{red}$ ). . . . .	114
3.26	Validierung des Abfahrmanövers am zweiten Messtag. Gezeigt werden Ergebnisse der Messung und der Simulation mit vollständigen und mit um den Faktor 1000 reduzierten Bauteilwärmekapazitäten ( $C_{red}$ ). . . . .	116
3.27	Untersuchung der Konservativität von Energie und Masse im Simulationsverlauf mit um den Faktor 50 reduzierten Bauteilwärmekapazitäten. Der obere Bereich zeigt die Bereiche konstanter und zufälliger Sollvorgabe der Drehzahl und $TOT$ , während die kumulativen Summen der Enthalpie- und Massenströme über die Systemgrenzen im unteren Bild dargestellt werden. .	118
A.1	Gesamtmodell der Turbec T100 MGT mit der in Tab. A.1 verwendeten Bauteilnummerierung. . . . .	126
B.1	Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Teillastpunkt bei 80 % der Maximaldrehzahl (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite). . . . .	131
B.2	Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Teillastpunkt bei 85 % der Maximaldrehzahl (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite). . . . .	132
B.3	Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Teillastpunkt bei 90 % der Maximaldrehzahl (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite). . . . .	133
B.4	Vergleich der gemessenen und simulierten isentropen Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen in stationären Betriebspunkten. . . . .	134

B.5	Relative Abweichungen $\Delta_{\text{rel}}$ zwischen Messung und Simulation während des Kaltstarts der MGT am zweiten Messtag. Zur Übersicht wird die gemessene Drehzahl im Plot oben rechts gezeigt. . . . .	135
B.6	Relative Abweichungen $\Delta_{\text{rel}}$ zwischen Messung und Simulation während des Abfahrmanövers der MGT am zweiten Messtag. Zur Übersicht ist links oben der Drehzahl- und $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$ -Verlauf angegeben. Die Relative Abweichungen von $P_{\text{el}}$ (leerer Bereich rechts oben) ist nicht angegeben, da sie für Messgrößen gleich Null nicht definiert ist. . . . .	136
D.1	Relative Abweichungen zwischen dem vereinfachten Mischungsmodell aus Gl. (D.1) und dem komplexeren Modell aus Gl. (D.2, D.3) für Luft, Abgas bei Volllastbetrieb der T100 MGT, sowie Erdgas und einer Butan-Wasserstoff Mischung im Massenverhältnis 1:1. . . . .	140

# Tabellenverzeichnis

3.1	Messgenauigkeit der am T100 MGT-Prüfstand angebrachten Messeinrichtungen nach Angaben der Hersteller und [76]. . . . .	79
3.2	Maßgebliche relative Druckverluste des T100 MGT-Prüfstands. Der niedrige Druckverlust der Brennkammer resultiert aus einer Leckage, siehe Abschnitt 3.1. . . . .	91
3.3	Ziegler/Nichols-Methode zur Bestimmung der Reglerparameter eines PID-Reglers in Parallelstruktur unter Angabe der kritischen Proportionalverstärkung $K_{p,krit}$ und der kritischen Periodendauer $T_{krit}$ . . . . .	99
3.4	Parameter der Gl. (3.5) bis (3.7) des Generator-Moduls. . . . .	100
A.1	Parameterwerte des T100 MGT-Gesamtmodells. . . . .	127

# 1. Einleitung

## 1.1. Hintergrund und Stand der Technik

Die sichere und bedarfsgerechte Versorgung mit elektrischer und thermischer Energie ist eine Grundvoraussetzung der heutigen Gesellschaft. Der weltweit steigende Bedarf wird hauptsächlich durch die Umwandlung fossiler Brennstoffe gedeckt. So wurde im Jahr 2013 weltweit 67 % der elektrischen und 90 % der thermischen Energie aus fossilen Brennstoffen gewonnen [9]. Die hohe Abhängigkeit von fossiler Energie birgt jedoch Risiken. Einerseits ökonomische Risiken, denn trotz der Erschließung von neuen Quellen, wie beispielsweise 40 Billionen Kubikmeter Schiefergas in den USA und China [41, 74], deuten einige Prognosen auf eine Verdoppelung der Kosten fossiler Energieträger innerhalb der nächsten zehn Jahre [6, 68]. Andererseits entstehen ökologische Risiken, beispielsweise durch den CO<sub>2</sub>-induzierten Klimawandel und eine erhöhte Schadstoffbelastung in Ballungsräumen. Auf diese Risiken reagiert wiederum die Politik mit hohen Zielvorgaben zur Reduktion der Treibhausgas- und Schadstoffemissionen [51, 67]. Der Ausbau von Wind- und Solarkraftwerken spielt hierbei zwar eine wichtige Rolle, aufgrund ihrer schwankenden Energieausbeute können sie jedoch nicht die Grundlast und Regelenenergie konventioneller Kraftwerke bereitstellen. Daher werden fossile Energieträger auch im zukünftigen Energiemix eine wichtige Rolle einnehmen [9]. Sie hocheffizient und bedarfsgerecht einzusetzen bleibt in den nächsten Jahrzehnten ein wichtiges Ziel der Energieforschung.

Ein vielversprechender Ansatz besteht darin, den Brennstoff dort in elektrische Energie umzuwandeln, wo die Abwärme direkt genutzt werden kann. Dezentrale Heizkraftwerke erreichen durch diese Kraft-Wärme-Kopplungen (KWK) Gesamtwirkungsgrade von bis zu 90 %, wohingegen die separate Erzeugung von elektrischer und thermischer Energie mit höheren Verlusten behaftet ist und beispielsweise in den USA nur einen Gesamtwirkungsgrad von 51 % erzielt [21]. Mikrogasturbinen (MGT) eignen sich besonders gut für KWK-Anwendungen, da

## 1. EINLEITUNG

nahezu alle Abwärme im Abgas gebunden ist und einfach genutzt werden kann. Im Gegensatz zu zyklisch arbeitenden Verbrennungsmotoren wird durch die kontinuierliche Verbrennung in MGTs eine höhere Brennstoffflexibilität ermöglicht und der Schadstoffausstoß minimiert, so dass keine Abgasnachbehandlung zur Einhaltung der gesetzlichen Grenzwerte benötigt wird. Ein weiterer Vorteil liegt in der geringen Anzahl an beweglichen Teilen und den somit niedrigen Wartungskosten [56].

Im herkömmlichen Fall setzt die MGT flüssigen oder gasförmigen fossilen Brennstoff in einem offenen, rekuperierten Joule-Prozess um. Der Prozess wird in Abb. 1.1 anhand seines Temperatur-Entropie-Diagramms und des schematischen Komponentenschaltplans dargestellt.

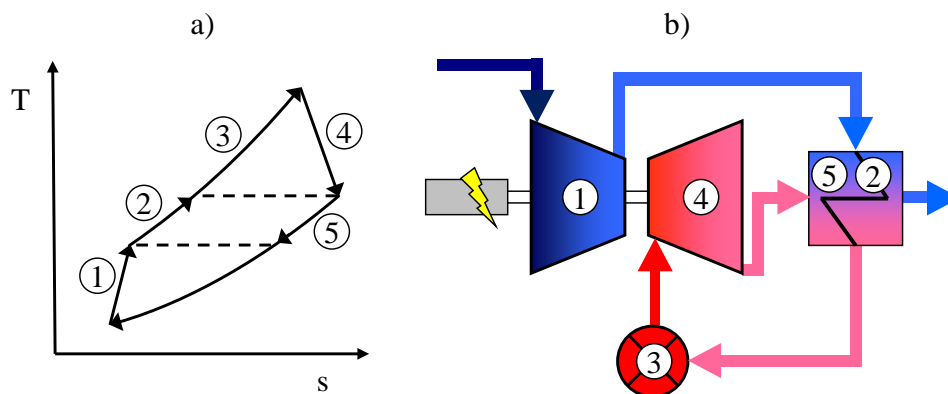


Abbildung 1.1.: Schematische Darstellung des offenen, rekuperierten Joule-Prozesses im Temperatur-Entropie-Diagramm a) und als Komponentenschaltplan b). Die Zahlen stehen für die Bauteilkomponenten: ① Verdichter, ② Rekuperator (Luftseite), ③ Brennkammer, ④ Turbine und ⑤ Rekuperator (Abgasseite).

Neben der Nutzung fossiler Brennstoffe eignen sich MGTs aufgrund ihrer hohen Brennstoffflexibilität auch zur Nutzung biogener und anderer alternativer Brennstoffe. So können beispielsweise niederkalorische Holzgase umgesetzt werden [80, 81] oder flüchtige organische Verbindungen, die als Industrieabgase anfallen [59]. Darüber hinaus wird in verschiedenen Forschungsvorhaben die Eignung von MGTs zur Nutzung biogener und anderer alternativer Brennstoffe untersucht. Diese Brennstoffe sind aufgrund ihrer niedrigeren CO<sub>2</sub>-Bilanz klimaverträglicher oder weisen andere Vorteile auf. Durch die hohe Brennstoffflexibilität können beispielsweise niederkalorische Holzgase umgesetzt werden [80, 81] oder flüchtige organische Verbindungen, die als Industrieabgase anfallen [59]. Darüber hinaus befinden sich einige neuartige Kreislaufvarianten in Entwicklung, die auf der MGT-Technologie basieren. So



kann durch Eindüsung von Wasser oder Wasserdampf die Leistung und der elektrische Wirkungsgrad auf Kosten des thermischen Wirkungsgrads gesteigert werden [15, 24]. Alternativ kann die Verschaltung des Kreislaufs abgeändert werden, sodass nach einer atmosphärischen Verbrennung die Entspannung in den Unterdruck erfolgt. Mit dem daraus resultierenden invertierten Brayton Kreislauf können niedrige Leistungsbereiche um 1 kW<sub>el</sub> kostengünstig erschlossen werden [32]. Eine weitere Kreislaufvariante stellt die Kombination einer MGT mit einer Festoxidbrennstoffzelle (SOFC) dar [37, 38]. Hybridkraftwerk dieser Art haben das Potential elektrische Wirkungsgrade von über 65 % zu erreichen [52].

Die Umsetzung der Konzepte kann durch numerische Prozesssimulationsprogramme wesentlich unterstützt werden. Je nach Entwicklungsstadium und Fragestellung werden dabei unterschiedliche Simulatoren eingesetzt. Abbildung 1.2 gibt eine Übersicht über die Kategorien der Prozesssimulationsprogramme, die in der Literatur beschrieben bzw. kommerziell erhältlich sind. Sie können in zwei Hauptklassen untergliedert werden: Simulatoren stationärer

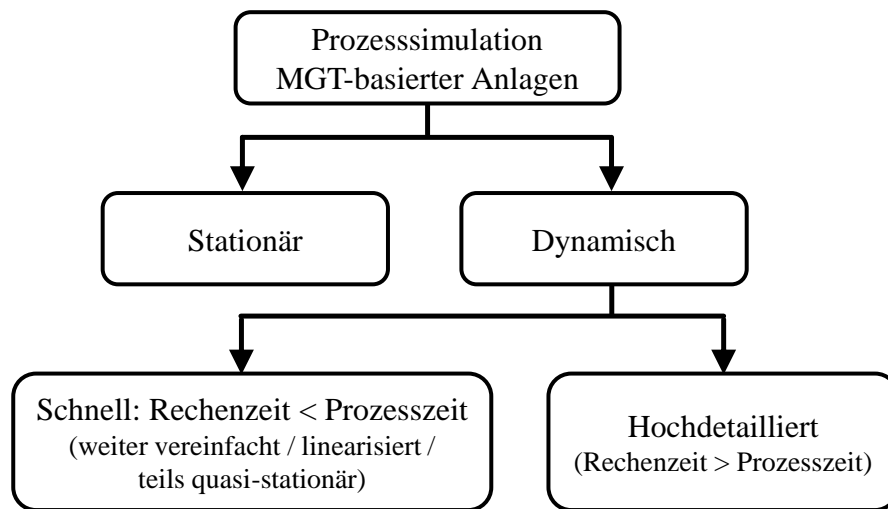


Abbildung 1.2.: Untergliederung der Prozesssimulationsansätze aus der Literatur.

Betriebszustände, bei denen sich der Prozess im Gleichgewicht befindet, und Simulatoren dynamischer Betriebszustände.

Mit stationären Prozesssimulationen werden wichtige Zustands- und Prozessgrößen der Kreisläufe bestimmt, die zur Bewertung der Konzepte und zur Vorauslegung der Komponenten essentiell sind. Hierfür können kommerzielle Programme wie EBSILON Professional [7, 62]

oder ASPEN Plus [3, 25] verwendet werden. Zudem entwickeln das Institut für Verbrennungstechnik sowie weitere Forschungsgruppen Prozesssimulatoren dieser Art [28, 31, 47].

Neben ihrem stationären Betriebsverhalten unterscheiden sich neuartige Kreisläufe jedoch auch in ihrer Dynamik von herkömmlichen MGTs. So stellt die Systemdynamik beispielsweise bei der Planung von MGT-SOFC-Hybridkraftwerken eine besondere Herausforderung dar, weil die sensible SOFC nicht den schnellen Temperatur- und Druckänderungen standhält, die üblicherweise im MGT-Betrieb auftreten. Um diese und andere Fragestellungen zu untersuchen, werden Prozesssimulationsprogramme benötigt, die das dynamische Verhalten MGT-basierter Kraftwerke abbilden können. Mit ihnen werden Modelle der Anlagen simuliert, transiente Manöver untersucht, Steuerungs- und Regelkonzepte entworfen und dynamische Systemabhängigkeiten durch Sensitivitätsanalysen verdeutlicht. In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung und Validierung eines solchen Prozesssimulationsprogramms beschrieben. Simulatoren, die ausschließlich stationäre Betriebszustände abbilden, werden daher im Folgenden nicht weiter behandelt.

Zur Simulation der Anlagendynamik wird eine Vielzahl unterschiedlicher Komponentenmodelle gekoppelt gelöst. Die relevanten Zeitskalen der physikalischen Vorgänge unterscheiden sich dabei deutlich. So spielen sich gasdynamische Vorgänge auf sehr kleinen Zeitskalen ab und müssen zeitlich fein aufgelöst werden. Aufwärmvorgänge des Anlagengehäuses verlaufen dagegen sehr träge und können nur durch Simulation langer Zeitintervalle erfasst werden. Werden beide Dynamiken untersucht, umfasst die Simulation eines Kaltstartmanövers daher mehrere Millionen Zeitschritte. Damit die rechnerische Komplexität und die Rechenzeit nicht zu hoch anwächst, können folglich für die Modellierung der Komponenten nur niedrige Ortsdiskretisierungen (0D/1D) vorgesehen werden. Eine hohe Rechengeschwindigkeit wird ebenfalls benötigt, um umfangreiche Parameterstudien durchzuführen. Diese werden zur Identifikation von Systemparametern genutzt und um Sensitivitäten sowie Optimierungspotentiale aufzuzeigen.

Bereits Anfang der 90er-Jahre wurden Prozesssimulationsprogramme entwickelt, um die nicht-linearen Dynamiken von Gasturbinen abzubilden [58]. Die Arbeiten konzentrierten sich auf die Modellierung von Fluggasturbinen und Gasturbinen für stationäre Großkraftwerke. Nicht im Fokus standen dabei die Dynamiken von MGTs, die sich von Großgasturbinen unter anderem aufgrund der wesentlich niedrigeren Wellenträgheitsmomente [23] und der zusätzlich verbauten Rekuperatoren unterscheiden. Um die Jahrtausendwende wurde das Potential von MGT/SOFC-Hybridkraftwerken in Simulationen gezeigt [13, 18, 49] und ein Demonstrator

von Siemens Westinghouse entwickelt [71], wodurch die numerische Simulation der MGT-Dynamik an Bedeutung gewann. Ab 2002 publizierten mehrere Gruppen hierfür unterschiedliche Simulationswerkzeuge [14, 29, 42, 60, 64, 72]. Je nach Anwendungsgebiet wurde der Fokus eher auf hohe Rechengeschwindigkeit oder auf einen hohen Detaillierungsgrad der Modelle gelegt. Daher reicht die Bandbreite der beachteten Dynamiken von Modellen, die hauptsächlich das Trägheitsmoment der Welle berücksichtigen [29], bis zu komplexen Simulatoren, die auch Gasdynamik, Wärmespeicherung sowie 1D-Wärmeübertragungsmodelle beinhalten [65].

Die Entwicklung wurde beschleunigt durch den verbreiteten Einsatz von grafischen Programmieroberflächen, wie MATLAB/Simulink [63] und Modelica/Dymola [22], die eine modellbasierte Entwicklung von Simulatoren ermöglichen. Diese Entwicklungswerkzeuge kamen bei allen zitierten, nicht-kommerziellen Arbeiten zum Einsatz. Aufgrund der höheren Abstraktionsebene der Programmiersprachen wird aber nicht die Recheneffizienz klassischer Hochsprachen wie Fortran oder C erreicht. Zwar können die Modelle durch automatische Codegenerierung in C-Code umgewandelt werden, die resultierenden Programme sind jedoch nicht effizient genug um hochdetaillierte Simulationen schneller als die realen Prozesse durchzuführen. Einige Gruppen entwickelten daher jeweils zwei Simulatoren, um sowohl über einen detaillierten, als auch über einen Simulator mit hoher Rechengeschwindigkeit zu verfügen [20, 55, 60, 65, 73].

Während die Prozesssimulatoren der zitierten Forschungsgruppen nicht frei erworben werden können, gibt es mittlerweile auch kommerziell verfügbare Alternativen. Mit Apros Combustion kann beispielsweise die Dynamik von Gasturbinen abgebildet werden, wobei auf linearisierte Modelle zurückgegriffen wird [26]. Nichtlineare Modelle bietet das Programmpaket ASPEN Plus Dynamics. Der Schwerpunkt des Programms liegt jedoch auf der Simulation chemischer Prozesstechnik, zudem wird auch hier hohe Rechengeschwindigkeiten nur durch eine teils quasi-stationäre Modellierung des Gasstroms erreicht [4].

Obwohl die Rechenleistung moderner Computer ca. alle 20 Jahre um den Faktor 1000 ansteigt, nimmt die Simulationsgeschwindigkeit in diesem Bereich wesentlich langsamer zu. Denn die Leistungssteigerung der Computerhardware wird primär durch eine höhere Transistordichte und mehr Prozessorkerne erreicht [12], wovon hauptsächlich parallelisierbare Programme profitieren. Da der Berechnungsaufwand innerhalb eines Zeitschritts gering ist und nach jedem Zeitschritt ein Informationsaustausch zwischen den Komponenten stattfinden muss, können Simulationen dieser Art nicht effizient parallelisiert werden.

### 1.2. Zielsetzung und Vorgehen

Ziel der Arbeit ist es, ein modulares, erweiterbares Simulationswerkzeug zu erstellen und zu validieren, mit dem die Dynamiken von MGTs und auf MGT-Komponenten basierenden Maschinen untersucht werden können. Hierfür sollen detaillierte physikalische Modelle abgeleitet und implementiert werden, die eine gekoppelte Simulation der maßgeblichen Dynamiken ermöglichen. Diese beinhalten die Gas- und Thermodynamik, Wärmeströme und -speicherung, die Rotordynamik sowie die Dynamik des Regelsystems. Dabei soll die Gaszusammensetzung ebenfalls detailliert abgebildet werden, um deren Einfluss in neuartigen Kreisläufen mit niederkalorischen Brennstoffen oder Wasserdampfeindüsung untersuchen zu können. Die Massenträgheit des Gases, die in der Literatur bei MGT-Simulationen oftmals vernachlässigt wird [29, 42, 72], soll ebenfalls berücksichtigt werden. Hierzu soll ein neuer Lösungsansatz entwickelt werden, der es im Gegensatz zum Ansatz aus [64] ermöglicht, die gesamte Gasmasse in allen Bilanzgleichungen korrekt zu berücksichtigen. Trotz des daraus resultierenden hohen Rechenaufwands soll die Simulation einer MGT der 100 kW<sub>el</sub>-Klasse schneller als der reale Prozess erfolgen. Der angestrebte Simulator soll daher nicht einer Kategorie aus Abb. 1.2 entsprechen, sondern sowohl eine hohe Rechengeschwindigkeit als auch die Vorteile eines hochdetaillierten, dynamischen Modellansatzes erzielen.

Das Vorgehen zur Umsetzung der Ziele wird in zwei Hauptaspekte unterteilt, die sich in der Kapitelstruktur der Arbeit widerspiegeln: Kapitel 2 beschreibt den Aufbau des Simulators und Kapitel 3 seine Validierung.

Um die gegenläufigen Anforderungen an den Detaillierungsgrad und die Rechengeschwindigkeit zu erfüllen, wird der Simulator nicht in einer bestehenden Simulationsumgebung erstellt, sondern eine neue Simulationsumgebung in Fortran entwickelt. Damit wird der Overhead modellbasierter Simulationsumgebungen eingespart. Zudem werden alle Berechnungsschritte transparent und somit optimierbar. Durch die aktuellen Sprachelemente des Fortran-Standards wird eine teils prozedurale, teils objektorientierte Architektur erstellt, die eine hohe Modularität und Erweiterbarkeit aufweist. Neben den klassischen MGT-Kreisläufen können daher auch neuartige Kreisläufe abgebildet werden. Durch die Modularität wird auch die Integration neuer Bauteilkomponenten, Gasspezies und Schnittstellen vereinfacht. Hierdurch kann die Simulationsumgebung auch zur Untersuchung anderer Prozesstypen, wie Motoranlagen, ertüchtigt werden. Das hergeleitete Modularisierungskonzept vermeidet algebraische Abhängigkeiten der Module, die ansonsten mit hohem Rechenaufwand iterativ gelöst werden müs-

sten. Basierend auf diesem Ansatz wird das konservative Gas- und Thermodynamikmodell hergeleitet und alle weiteren zur MGT-Simulation benötigten Modelle. Die aus der Literatur bekannten Modellansätze werden dabei weiterentwickelt, um deren Recheneffizienz und Detaillierungsgrad weiter zu erhöhen.

Zur Validierung des Simulators wird eine Turbec T100 MGT modelliert und die Simulationsergebnisse mit experimentellen Messdaten verglichen. Betrachtet werden stationäre Betriebszustände, transiente Laständerungen sowie ein Kaltstart- und ein Abfahrmanöver der MGT. Zu Beginn der Untersuchung werden die Messdaten des Turbec T100 Prüfstands analysiert und Besonderheiten der Instrumentierung und des Betriebsverhaltens aufgezeigt. Bei der Modellierung der Anlage werden maschinenspezifische Eigenschaften der Turbec T100 berücksichtigt. So werden beispielsweise Wärmeübergänge innerhalb der Maschine für die Simulation durch modulare Wärmenetzwerke nachgebildet. Das Vorgehen zur Parameteridentifikation wird detailliert beschrieben und die resultierenden Parameter aufgelistet. Basierend auf dem parametrisierten Gesamtmodell werden die Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsdaten untersucht und diskutiert. Abschließend wird die erzielbare Rechengeschwindigkeit analysiert und die Konservativität des Simulators bezüglich Masse und Energie überprüft.

## 2. Simulator

Das Kapitel untergliedert sich in drei Teile. Abschnitt 2.1 bildet den ersten Teil und stellt die grundlegenden Konzepte des Simulators vor. Hier wird beschrieben, wie eine recheneffiziente Modularität der Einzelkomponenten erzielt werden kann. Auf diesem Konzept basierend werden zunächst die Modelle hergeleitet, die von mehreren Bauteilmodulen in gleicher Weise verwendet werden, wie das Gas- und Thermodynamikmodell sowie das Modell der Wandwärmeströme und -speicherung. Daraufhin wird im Abschnitt 2.2 die in Fortran erstellte Simulationsumgebung vorgestellt und die Funktionsweise und Interaktion ihrer Komponenten beschrieben. Im dritten Teil des Kapitels werden die bauteilspezifischen Modelle beschrieben, die entsprechend des Modularisierungskonzepts in die Unterkapitel Speicher-, Fluss- und sonstige Modultypen eingeordnet sind.

## 2.1. Modulübergreifende Konzepte

### 2.1.1. Modularität, Modultypen und Kopplung

Zur Simulation einer MGT wird diese gedanklich in ihre Bauteilkomponenten zerlegt. Die Bauteilkomponenten untergliedern sich weiter in Module. So wird beispielsweise ein Rohr in verschiedene Module unterteilt, welche die gasdynamischen Eigenschaften, Wärmeströme auf das Material und an die Umgebung sowie die Wärmespeicherung separat berechnen.

Die Modellgrößen werden innerhalb der Module nicht weiter örtlich diskretisiert. Die einzige Ausnahme bildet der eindimensional diskretisierte Rekuperator. Durch eine Aneinanderreihung von Modulen kann eine räumliche 1D-Diskretisierung erreicht werden. Diese Modularität erlaubt es beliebige Kreislaufvarianten zu erstellen. Zudem können bestehende Module bei der Modellierung neuer Bauteilkomponenten wiederverwertet werden.

Jedoch muss bei der Untergliederung der Bauteilkomponenten darauf geachtet werden, dass die resultierenden Module keine gegenseitigen algebraischen Abhängigkeiten aufweisen. Nur so können die Modulgleichungen separat und direkt gelöst und die angestrebte hohe Recheneffizienz erreicht werden. Um das Konzept zu veranschaulichen wird der Wärmestrom von einer Gasphase in eine Bauteilwand betrachtet. Die räumlich gemittelte Temperatur des Gases wird dabei mit  $T_{\text{Gas}}$  und die der Wand mit  $T_{\text{Wand}}$  gekennzeichnet. Der Prozess könnte durch jeweils ein Modul für das Gas und für die Wand sowie ein Konvektions- und ein Konduktions-Modul abgebildet werden, wie links in Abb. 2.1 dargestellt. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  kann so jedoch nicht direkt berechnet werden, da die Oberflächentemperatur der Wand  $T_S$  nur durch iteratives Lösen der Modulgleichungen ermittelt werden kann. Das Problem wird effizienter gelöst, indem Konvektion und Konduktion vereint in einem Modul berechnet werden, wie im rechten Teil von Abb. 2.1 dargestellt (siehe auch Abschnitt 2.1.3). Alternativ könnte auch zwischen dem Konvektions- und Konduktions-Modul ein weiteres Modul eingefügt werden, das deren Wärmeströme integriert und anhand der Wärmekapazität  $C$  eines schmalen Wandstücks an der Oberfläche die Oberflächentemperatur anhand von

$$\frac{dT_S}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{ein}} - \dot{Q}_{\text{aus}}}{C} \quad (2.1)$$

## 2. SIMULATOR

berechnet. Durch das Zwischenschalten eines Moduls mit rein differenziellen Abhängigkeiten könnte die algebraische Abhängigkeit der beiden umliegenden Module somit ebenfalls aufgelöst werden.

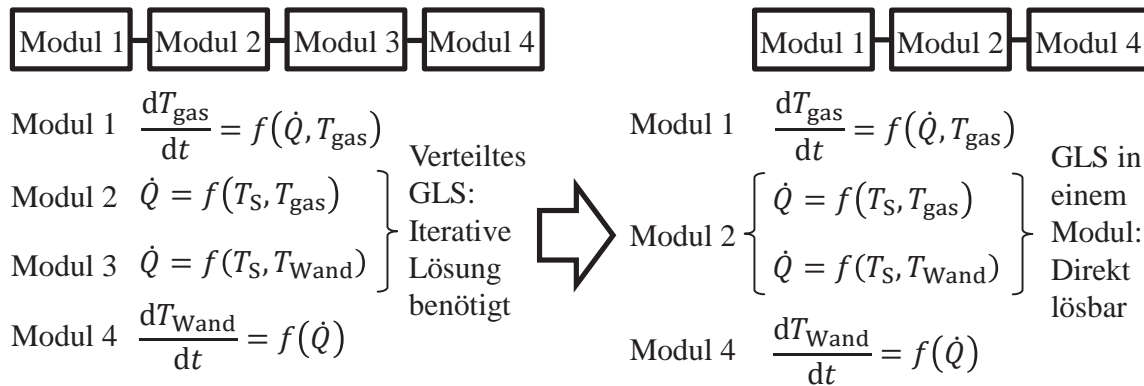


Abbildung 2.1.: Beispiel einer ineffizienten Modularisierung (links) zur Modellierung des Wärmeübertrags vom Gas (Modul 1) auf die Wand (Modul 4). Durch Vereinigung von Modul 2 (Konvektion) und Modul 3 (Konduktion) kann das Modell direkt gelöst werden (rechts).

Diese Überlegungen können zu dem Modularisierungskonzept abstrahiert werden, das in Abb. 2.2 dargestellt ist. Die Module werden hierfür in zwei Klassen unterteilt.

- **Flussmodule**, die algebraische Abhängigkeiten beschreiben, um Prozessgrößen wie Wärme-, Stoff- oder anderweitigen Flüsse zwischen zwei Modulen zu berechnen. Sie können optional auch differenzielle Abhängigkeiten zu ihren Nachbarmodulen aufweisen.
- **Speichermodule**, die ausschließlich differenzielle Abhängigkeiten beschreiben, um Zustandsgrößen wie beispielsweise Temperatur und Dichte zu berechnen.

Beide Modulklassen werden ausschließlich alternierend verbunden. Da somit Module mit algebraischen Abhängigkeiten nicht aneinander angrenzen können, ergeben sich keine modulübergreifenden algebraischen Abhängigkeiten.



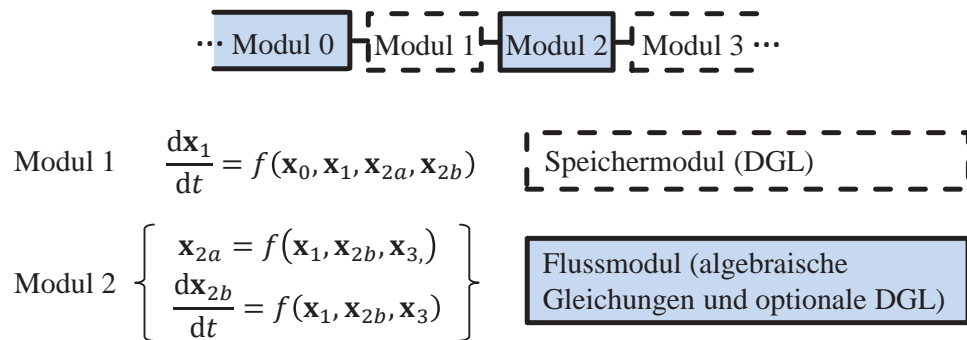


Abbildung 2.2.: Das Modularisierungskonzept des Simulators ergibt sich durch eine alternierende Verkettung von Speicher- und Flussmodulen, die wiederum auf die dargestellten Gleichungsformen beschränkt sind.

### 2.1.2. Gas- und Thermodynamik

Im Folgenden wird beschrieben, wie das Modularisierungskonzept auf gasdurchströmte Volumen beliebiger Bauteile angewendet wird. Die Modellgleichungen der Gas- und Thermodynamik werden im Anschluss darauf hergeleitet. Zur prägnanteren Beschreibung bezieht sich der Begriff „Flussmodul“ in diesem Abschnitt nur auf Module, die den Gasstrom in Bauteilen beschreiben. Analog bezieht sich „Speichermodul“ nur auf das Verbindungsvolumen-Modul, das bauteilunabhängig als einziges Speichermodul zur Beschreibung der Gas- und Thermodynamik verwendet wird.

Ein Bauteil, beispielsweise eine Brennkammer, ändert die Zustandsgrößen Energie, Dichte und Zusammensetzung des Gases. Diese Größen sind daher nicht homogen im Bauteil. Vereinfachend wird aber angenommen, dass die Zustandsgrößen jeweils innerhalb der stromaufwärts und der stromabwärts gelegenen Hälften des Bauteils homogen sind. Nach dieser Überlegung kann das Gas im Bauteil durch zwei aneinander angrenzende Speichermodule beschrieben werden, die jeweils das halbe Volumen des Bauteils beschreiben. Der Energie-, Masse- und Speziesstrom zwischen zwei Speichermodulen wird durch ein Flussmodul berechnet, das zwischen den Speichermodulen sitzt. Dieses Flussmodul berechnet bauteilabhängig die übertragene Gasmenge und wie sich diese quasi-stationär im Energiegehalt und der Gaszusammensetzung beim Durchströmen des Bauteils ändert. Somit ergibt sich die in Abb. 2.3 oben gezeigte Unterteilung der Bauteile.

Da der Ausgangsstrom eines Bauteils dem Eingangsstrom des direkt stromabwärts gelegenen Bauteils entspricht, werden diese Aus- und Eintrittsvolumen zu einem homogenen Verbin-

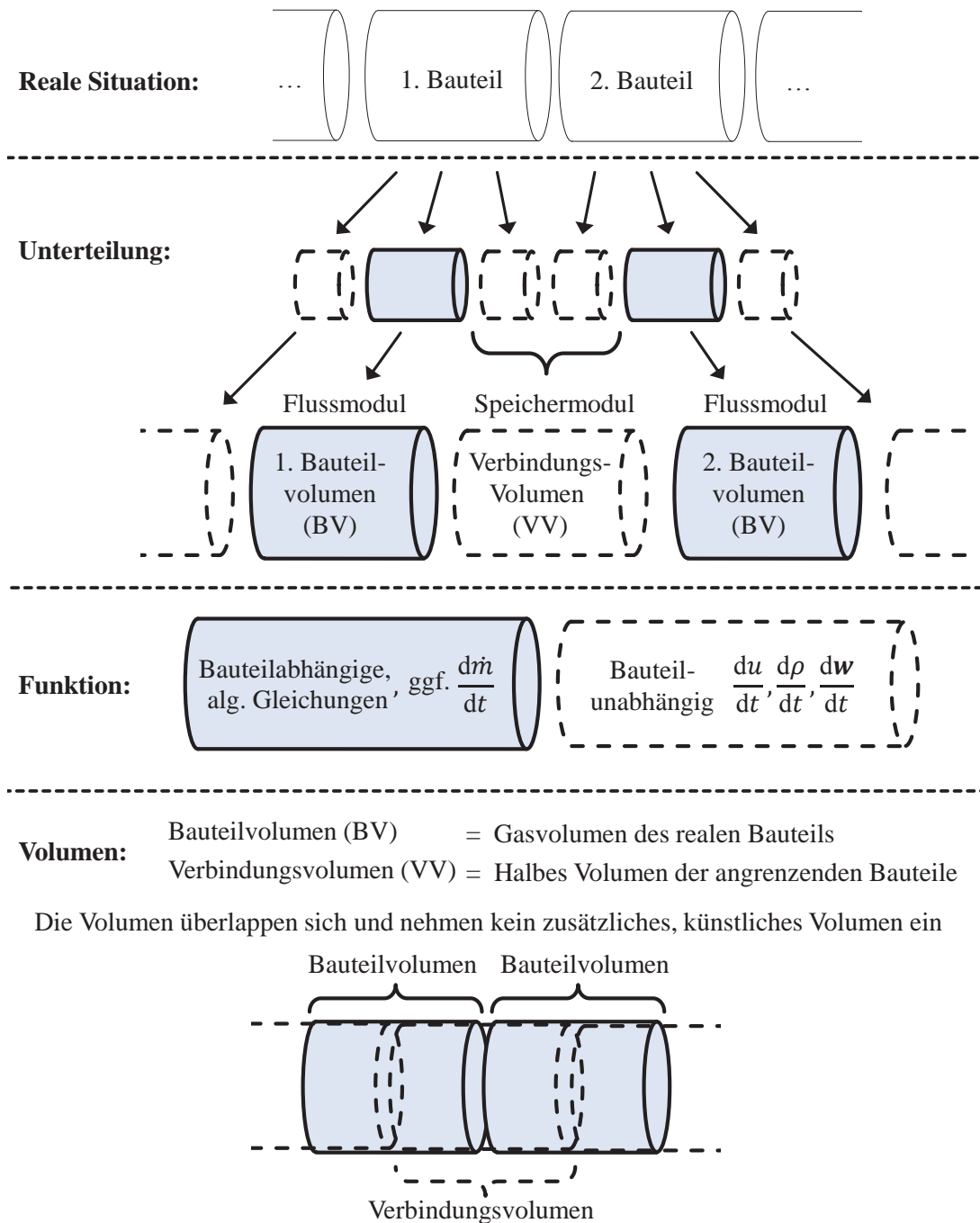


Abbildung 2.3.: Übersicht des Modularisierungskonzepts der Gas- und Thermodynamik.

dungsvolumen (VV) zusammengefasst. Das resultierende Speichermodule ist unabhängig von der Art der Bauteile, die es verbindet, und wird als VV-Modul bezeichnet.

Der Massenstrom, der zwischen den VV übertragen wird, wird im Flussmodul berechnet. Er ergibt sich meistens in Abhängigkeit zum Druckunterschied der aneinander angrenzenden VV. Für Ventile und Strömungsmaschinen erfolgt diese Berechnung durch einen algebraischen Zusammenhang. In den sonstigen Bauteilen wird der Massenstrom durch eine Differenzialgleichung basierend auf der Impulsbilanz bestimmt. In dieser Differenzialgleichung wird das gesamte Volumen des Bauteils berücksichtigt. Das Volumen des Flussmoduls wird daher als Bauteilvolumen (BV) bezeichnet.

Das Gesamtvolumen der Bauteile ist somit sowohl in den VV der Speichermodule als auch in den BV der Flussmodule enthalten. Da die Zustandsgrößen der Energie, Dichte und Gaszusammensetzung nur im VV und der Massenstrom nur im BV berücksichtigt werden, wird das Volumen in keiner Berechnung doppelt berücksichtigt. Anschaulich kann dieser Zusammenhang als Überlappen der BV und VV verstanden werden, wie in Abb. 2.3 unten dargestellt. Das Modularisierungskonzept ist damit umgesetzt und erlaubt es, alle Bilanzgleichungen mit dem korrekten Volumen zu berücksichtigen.

Die Modellgleichungen werden ausgehend von den Eulergleichungen für kompressible, reibungsfreie Gase hergeleitet. Für ein raumfestes Kontrollvolumen ergeben sich diese zu [36]:

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \rho \mathbf{v}^\top \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad \text{Masse} \quad (2.2)$$

$$\int_V \frac{\partial \rho e}{\partial t} dV + \int_S (\rho e \mathbf{v}^\top + p \mathbf{v}^\top) \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad \text{Energie} \quad (2.3)$$

$$\int_V \frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} dV + \int_S (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}^\top + p \mathbf{I}) \cdot \mathbf{n} dS = \mathbf{0} \quad \text{Impuls} \quad (2.4)$$

wobei unter Vernachlässigung aller Energieformen außer der inneren und kinetischen Energie gilt:

$$e = u + \frac{\mathbf{v}^\top \mathbf{v}}{2} \quad (2.5)$$

mit dem Volumen des Kontrollvolumens  $V$ , seiner Oberfläche  $S$ , dem auf der Oberfläche nach außen zeigenden Normalenvektor  $\mathbf{n}$ , der Gasdichte  $\rho$ , des Gasdrucks  $p$ , dem Gasgeschwindigkeitsvektor  $\mathbf{v}$  und dem transponierten Gasgeschwindigkeitsvektor  $\mathbf{v}^\top$ , der spezifischen Totalenergie  $e$  und inneren Energie  $u$  des Gases sowie der Einheitsmatrix  $\mathbf{I}$ . Der diffusive Ener-

gietransport wird vernachlässigt, da er im MGT-Betrieb gegenüber dem advektiven Transport vernachlässigbar gering ist (siehe Anhang C).

Zunächst werden daraus die Modellgleichungen des VV bestimmt, mit denen die Dichte und die Energie bilanziert werden. Im Allgemeinen kann das VV eine beliebige Menge  $k$  von Bauteilvolumen miteinander verbinden, sodass sich für das VV die Zuflüsse  $ein = \{1, \dots, j\}$  und die Abflüsse  $aus = \{j+1, \dots, k\}$  ergeben. Der Gasstrom tritt aufgrund der Geometrie vereinfachungen immer senkrecht zur jeweiligen Grenzfläche  $A_i$  in das VV ein bzw. aus. Die Notation ist in Abb. 2.4 beispielhaft für ein VV dargestellt, das die austretenden Gasströme zweier Bauteile mischt und an ein stromabwärts gelegenes Bauteil weiterleitet.

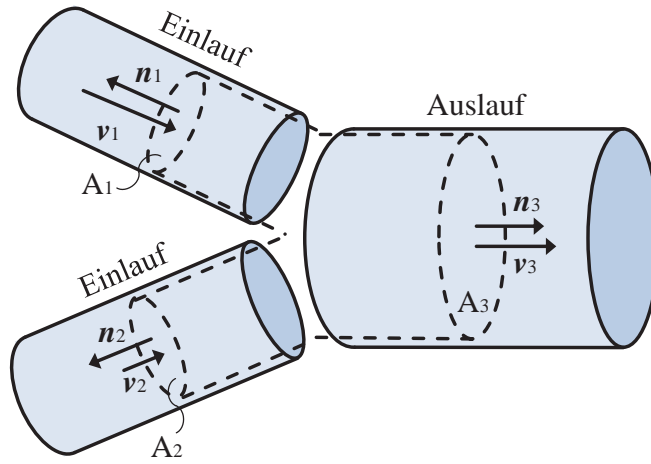


Abbildung 2.4.: Schematische Darstellung eines Verbindungsvolumens (gestrichelter Bereich), das drei Bauteile verbindet. Das Gas strömt von links durch zwei Einläufe zum Auslauf rechts.

Es wird angenommen, dass alle Größen auf den jeweiligen Querschnittsflächen  $A_i$  homogen verteilt sind und die Dichte und die Energie im VV ebenfalls homogen sind. Damit vereinfacht sich die Bilanzgleichung der Masse (2.2) zu:

$$V \frac{d\rho}{dt} + \sum_{i=1}^k (A_i \rho_i \mathbf{v}_i^T \mathbf{n}_i) = 0 \quad (2.6)$$

Der Massenstrom wird als vorzeichenloser Skalar mit  $\dot{m} = |\rho A \mathbf{v}^T \mathbf{n}|$  eingeführt. Gleichung (2.6) kann somit umformuliert werden zu:

$$V \frac{d\rho}{dt} - \sum_{i \in ein} \dot{m}_i + \sum_{i \in aus} \dot{m}_i = 0 \quad (2.7)$$

Der Gradient der Dichte ergibt sich zu:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{V} \left( \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_i - \sum_{i \in \text{aus}} \dot{m}_i \right) \quad (2.8)$$

Analog kann die Energiebilanz (2.3) für das VV vereinfacht und umgeformt werden zu:

$$\begin{aligned} V \frac{d(\rho e)}{dt} + \sum_{i=1}^k A_i (\rho_i e_i \mathbf{v}_i^\top + p_i \mathbf{v}_i^\top) \cdot \mathbf{n}_i &= 0 \\ V \frac{d(\rho e)}{dt} + \sum_{i=1}^k A_i \rho_i \mathbf{v}_i^\top \mathbf{n}_i \left( e_i + \frac{p_i}{\rho_i} \right) &= 0 \\ V \frac{d(\rho e)}{dt} - \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_i \left( e_i + \frac{p_i}{\rho_i} \right) + \sum_{i \in \text{aus}} \dot{m}_i \left( e_i + \frac{p_i}{\rho_i} \right) &= 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Für langsame Strömungsgeschwindigkeiten im Machzahlbereich unterhalb von 0,3 weichen totale und statische Werte des Drucks um weniger als 7 % und die der Dichte um weniger als 5 % voneinander ab. In diesem Strömungsregime kann die Kompressibilität des Gases daher vernachlässigt werden [1]. Außerhalb der Strömungsmaschinen werden höhere Geschwindigkeiten zur Minimierung der Druckverluste vermieden. Daher kann die Vereinfachung außerhalb der Strömungsmaschinen angewendet werden. Innerhalb der Strömungsmaschinen wird die Kompressibilität in den Strömungsmaschinenkennfeldern berücksichtigt. Durch die Vernachlässigung des kinetischen Anteils entfällt der Energieterm  $(\mathbf{v}^\top \mathbf{v})/2$  aus Gl. (2.5), sodass  $e = u$  gilt.

Wird zudem die spezifische Enthalpie

$$h = u + p/\rho \quad (2.10)$$

eingeführt [16], kann die Energiebilanz (2.9) umformuliert werden zu:

$$V \frac{d\rho}{dt} u + V \frac{du}{dt} \rho - \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_i h_i + \sum_{i \in \text{aus}} \dot{m}_i h_i = 0 \quad (2.11)$$

## 2. SIMULATOR

---

Im letzten Schritt wird der Term  $V \frac{d\rho}{dt}$  durch den Zusammenhang aus Gl. (2.7) ersetzt und nach dem Gradienten der inneren Energie aufgelöst:

$$\frac{du}{dt} = \frac{1}{\rho V} \left( \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_i h_i - \sum_{i \in \text{aus}} \dot{m}_i h_i - \left( \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_i - \sum_{i \in \text{aus}} \dot{m}_i \right) u \right) \quad (2.12)$$

Statt wie hier die Energiebilanz nach dem Gradienten der inneren Energie aufzulösen, wird in einigen anderen Publikationen [72, 42] der zeitliche Gradient der Gastemperatur  $T$  betrachtet. Damit kann direkt der Temperaturwert integriert werden, der zur Berechnung von Gaseigenschaften und Wärmeströmen benötigt wird. Die Ansätze sparen somit Rechenzeit, basieren jedoch auf der Vereinfachung:

$$\frac{du}{dt} = \underbrace{\frac{du}{dT}}_{c_v} \frac{dT}{dt} + \sum_{x=1}^n \frac{du}{dw_x} \frac{dw_x}{dt} \approx c_v \frac{dT}{dt} \quad (2.13)$$

mit der Anzahl der Gasspezies  $n$  und dem Massenbruch  $w_x$  der Gasspezies  $x$  sowie der spezifischen isochoren Wärmekapazität  $c_v$ . Der Ansatz dieser Arbeit gewährleistet im Vergleich dazu auch bei schwankender Gaszusammensetzung die Energieerhaltung.

Die Temperatur kann ausgehend von der inneren Energie über die implizite Gleichung:

$$u = h - \frac{p}{\rho} = \Delta h_f^0 + \int_{T=298K}^T c_p(T) dT - \frac{p}{\rho} \quad (2.14)$$

bestimmt werden, mit der spezifischen Standardbildungsenthalpie  $\Delta h_f^0$  bei 298 K und der spezifischen isobaren Wärmekapazität  $c_p$  des Gases. Hierfür muss aber zunächst ein Zusammenhang zwischen  $p/\rho$  und  $T$  gefunden werden.

Da der Maximaldruck in MGTs aufgrund der kostengünstigen, einstufigen, radialen Strömungsmaschinen im Regelfall nicht über 4-5 bar liegt, kann das Gas als annähernd ideal angenommen werden. Selbst bei Partialdrücken von 8 bar führt diese Annahme für die Hauptbestandteile der Luft ( $N_2$  und  $O_2$ ) im Temperaturbereich über 300 K zu relativen Abweichungen von weniger als 0,5 % zwischen den so berechneten und den tatsächlichen Dichten [48]. Daher gilt in guter Näherung:

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (2.15)$$

mit der spezifischen Gaskonstante  $R$ . Gleichung (2.14) kann somit durch:

$$u = \Delta h_f^0 + \int_{T=298K}^T c_p(T) dT - RT \quad (2.16)$$

dargestellt werden, womit  $u$  in  $T$  umgerechnet werden kann.

Zur Berechnung von  $\Delta h_f^0$  und  $c_p$  wird die Stoffdatenbank von Goos und Burcat [27] verwendet. Die Wärmekapazitäten werden darin mit zwei Polynomen 4. Grades pro Spezies beschrieben, welche die Temperaturabhängigkeit unter- bzw. oberhalb von 1000 K angeben. Die molaren Massen der Spezies werden ebenfalls aus [27] entnommen, um die in molaren Größen angegebenen Standardbildungsenthalpien in spezifische Größen umzurechnen.

Neben der Massen- und Energiebilanz werden im VV auch die Massenanteile der unterschiedlichen Gasspezies bilanziert. Das Verhältnis zwischen der Masse  $m_x$  einer Spezies  $x$  und der Gesamtmasse des Gemischs aus  $n$  Spezies wird als Massenbruch  $w_x$  bezeichnet. Zur Berechnung der ersten  $n-1$  Massenbruchgradienten, wird die Speziesbilanz des VV hergeleitet mit:

$$\frac{dw_x}{dt} = \frac{d\left(\frac{m_x}{\rho V}\right)}{dt} = \frac{dm_x}{dt} \cdot \frac{1}{\rho V} - \frac{m_x}{\rho^2 V} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (2.17)$$

Der Gradient  $\frac{d\rho}{dt}$  ist bereits durch Gl. (2.8) bekannt. Die Änderungsrate der Speziesmasse im VV ergibt sich durch die ein- und ausströmenden Speziesmassenströme  $\dot{m}_{x,i}$  zu:

$$\frac{dm_x}{dt} = \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_{x,i} - \sum_{i \in \text{aus}} \dot{m}_{x,i} \quad (2.18)$$

Im MGT-Betrieb werden keine Péclet-Zahlen, die das Verhältnis des advektiven zum diffusiven Speziesstrom angeben, kleiner 280 erreicht (siehe Anhang C). Der diffusive Stofftransport ist im Verhältnis zum advektiven somit sehr gering und wird vernachlässigt. Die Speziesmassenströme ergeben sich daher zu:

$$\dot{m}_{x,i} = w_{x,i} \dot{m}_i \quad (2.19)$$

Gleichung (2.17) kann damit umgeformt werden zu:

$$\frac{dw_x}{dt} = \frac{\sum_{i \in \text{ein}} w_{x,i} \dot{m}_i - \sum_{i \in \text{aus}} w_{x,i} \dot{m}_i}{\rho V} - \frac{m_x \left( \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_i - \sum_{i \in \text{aus}} \dot{m}_i \right)}{\rho^2 V^2} \quad (2.20)$$

## 2. SIMULATOR

---

Da die Massenbrüche der Austrittsströme  $w_{x,i \in \text{aus}}$  dem Massenbruch  $w_x$  im VV entsprechen und  $m_x/(\rho V) = w_x$  gilt, vereinfacht sich Gl. (2.20) zu:

$$\frac{dw_x}{dt} = \frac{1}{\rho V} \sum_{i \in \text{ein}} \dot{m}_i (w_{x,i} - w_x) \quad (2.21)$$

Der verbleibende Speziesmassenbruch kann direkt bestimmt werden, mit:

$$w_n = 1 - \sum_{x=1}^{n-1} w_x \quad (2.22)$$

Die Gleichungen des VV liegen damit vollständig vor.

Flussmodule, die Rohre, Brennkammern und Rekuperatoren abbilden, berechnen ihre Massenstromgradienten auf Basis der Impulsbilanz aus Gl. (2.4). Die Geometrie des Bauteilvolumens wird vereinfacht als Zylinder mit konstanter Querschnittsfläche  $A$  abgebildet. Alle Gasströme verlaufen axial durch den Zylinder, daher kann die Bilanzgleichung auf eine räumliche Dimension reduziert werden. Die Vorzeichenkonvention wird als in Stromrichtung positiv vereinbart. Damit vereinfacht sich die Impulsbilanz zu:

$$\frac{d(\rho v)}{dt} V + A (\rho_{\text{aus}} v_{\text{aus}}^2 - \rho_{\text{ein}} v_{\text{ein}}^2 + p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}}) = 0 \quad (2.23)$$

Unter der zuvor getroffenen Annahme der kleinen Machzahlen wird  $\rho v^2$  vernachlässigt. Die Eulergleichungen beschreiben reibungsfreie Fluide. Damit der Einfluss der Reibung dennoch berücksichtigt werden kann, wird die der Strömung entgegengesetzte Reibkraft  $\Delta p A$  eingeführt, die im Abschnitt 2.4.1 genauer erläutert wird. Mit der Länge des Gaszylinders  $L$  kann  $V$  durch  $AL$  ersetzt werden und es ergibt sich:

$$\frac{d(\rho v)}{dt} AL + A (p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}}) + \Delta p A = 0 \quad (2.24)$$

Durch Umformung ergibt sich daraus der zeitliche Gradient des Massenstroms zu:

$$\frac{d(\rho v A)}{dt} = \frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{A}{L} (p_{\text{ein}} - p_{\text{aus}} - \Delta p) \quad (2.25)$$

Die Gleichungen sind derart implementiert, dass eine Stromumkehrung in VV-, Rohr- und Ventil-Modulen abgebildet werden kann. So können beispielsweise kurzzeitige Rückströmungen in zufahrenden Bypassleitungen oder Brenngasleitungen berücksichtigt werden.



### 2.1.3. Wandwärmeströme und -speicherung

Die Modularisierung der Wandtemperatur- und Wärmestromberechnung erfolgt analog zum Vorgehen bei der Gas- und Thermodynamik. Eine beliebige Bauteilwand wird mit einem Thermische-Masse-Modul abgebildet, das die Temperatur der Wand berechnet, ähnlich zur Gastemperatur des VV-Moduls. Wie das VV-Modul ist auch das Thermische-Masse-Modul bauteilunabhängig und kann an mehrere unterschiedliche Flussmodule angekoppelt werden. Diese Flussmodule berechnen die Wärmeströme. Abhängig von der Einbausituation kommen hierfür unterschiedliche Flussmodule zum Einsatz, die den Wärmestrom durch Konduktion sowie erzwungene oder freie Konvektion berechnen. Sie ermitteln den Wärmestrom nicht bis zur Oberfläche der Bauteilwände, sondern bis zu deren Mitte. Auch dieser Aspekt unterstreicht die Ähnlichkeit zu gasführenden Flussmodulen, deren Volumen sich bis zur Mitte der angrenzenden VV erstreckt. Zur Berechnung der Wärmestrahlung wären detaillierte geometrische Angaben über die im Strahlungsaustausch stehenden Flächen und deren Sichtfaktoren nötig. Aufgrund der Geometrievereinfachungen der OD-Modelle wird die Wärmestrahlung daher nicht berücksichtigt.

Die Modularisierung ermöglicht es, komplexe Wärmenetzwerke zu modellieren. Ein Beispiel gibt Abb. 2.5 mit dem Modell einer Rohrleitung, die aus einem Stahlrohr mit außen anliegender Isolationsummantelung besteht. Speziell bei schnellen Temperaturänderungen des Gasstroms ist die Berücksichtigung der unterschiedlichen Kapazitäten und Wärmeleitwerten der Materialien sinnvoll, da diese einen erheblichen Einfluss auf den zeitlichen Verlauf der Temperaturen und Wärmeströme im Bauteil haben. Das Beispiel aus Abb. 2.5 ermöglicht die Diskussion aller implementierten Wärmeübertragungsmechanismen unter Ausnahme des Rekuperatormodells (Abschnitt 2.4.3). Weitere Verschaltungsmöglichkeiten wie die Wärmekopplung zweier gasführender Bauteile über ein gemeinsames Gehäuseteil werden im Abschnitt 3.2 der T100 MGT-Modellierung aufgeführt.

Stahlrohr und Isolation werden von zwei Thermische-Masse-Modulen dargestellt, welche die unterschiedlichen Geometrien und Wärmeleitfähigkeiten berücksichtigen. Der Temperaturwert des Thermische-Masse-Moduls stellt die gemittelte Temperatur der Masse dar. Im Gegensatz zur Gasphasenmodellierung wird hier nicht von einer homogenen Temperaturverteilung in Wärmestromrichtung ausgegangen, sondern von einem quasi-stationären Temperaturprofil, das sich entsprechend den angrenzenden Temperaturen im stationären Fall einstellen würde. Hierdurch können die konduktiven Wandwärmeströme im stationären Zustand genau

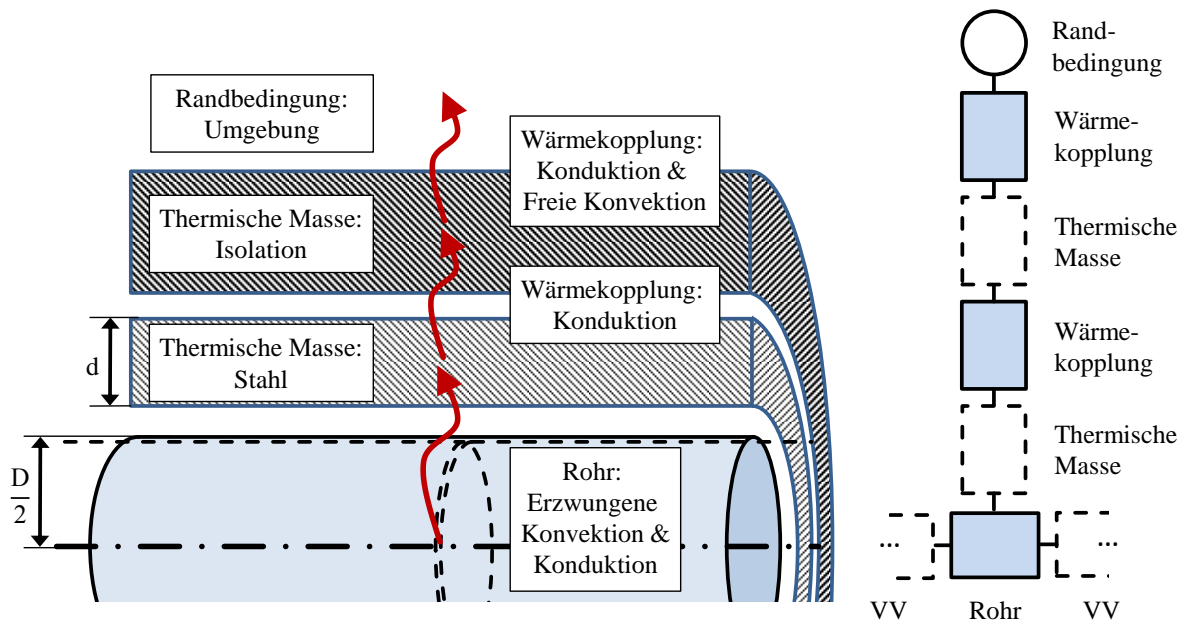


Abbildung 2.5.: Modellierungsschema eines isolierten Rohrs. Der Modulschaltplan rechts zeigt die alternierende Abfolge von Speicher- und Flussmodulen. Das linke Schema zeigt den abstrahierten geometrischen Zusammenhang. Vom heißen Gas im Inneren geht ein Wärmestrom (rote Pfeile) aus, der über die Rohrwand und die Isolation an die Umgebung fließt.

wiedergegeben werden, ohne das Bauteil weiter zu diskretisieren. Für hohe Biot-Zahlen, also für Bauteile, deren Wärmewiderstand im Material hoch ist im Vergleich zum Wärmeübergangswiderstand zur Gasphase, ergeben sich durch transiente Manöver Abweichungen zum stationären Temperaturprofil. Diese Abweichungen können durch eine feinere Diskretisierung des Bauteilmantels in Wärmestromrichtung reduziert werden.

Das Wärmekopplungs-Flussmodul wird einerseits verwendet um den Wärmestrom von Bauteilen an die Umgebung zu modellieren und andererseits um den rein konduktiven Wärmestrom zwischen Wandschichten wie dem Stahlrohr und der Isolation zu berücksichtigen. Diese Berechnungen werden nur vom Wärmekopplungs-Modul durchgeführt und daher im Abschnitt 2.4.6 behandelt.

Die Berechnung des Wärmestroms, der durch erzwungene Konvektion und anschließender Konduktion von der Gasphase auf die Bauteilwand übergeht, wird im Beispiel aus Abb. 2.5 vom Rohr-Modul durchgeführt. Da die gleichen Berechnungen auch im Brennkammer- und Strömungsmaschine-Modul erfolgen, werden sie nicht in den Abschnitten der jeweiligen Module, sondern direkt im Folgenden beschrieben.

Der Wärmestrom ergibt sich aus der treibenden Temperaturdifferenz in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{konv}}$  der Konvektion und des Wärmeleitwerts  $\alpha_{\text{kond}}$  der Wand. Zu beachten ist, dass im Gegensatz zum Wärmeübergangskoeffizienten, der spezifisch zur Oberfläche  $S$  angegeben wird, der Wärmeleitwert die Oberflächengröße bereits berücksichtigt. Daher ergibt sich der Wärmestrom zu:

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}} = \frac{S \cdot \alpha_{\text{konv}} \alpha_{\text{kond}}}{S \cdot \alpha_{\text{konv}} + \alpha_{\text{kond}}} (T_{\text{Gas}} - T_{\text{TM}}) \quad (2.26)$$

mit der mittleren Temperatur der thermischen Masse  $T_{\text{TM}}$  und der Gastemperatur  $T_{\text{Gas}}$ .

Aufgrund der vereinfachten Geometrie und des nicht aufgelösten Strömungsfelds kann  $\alpha_{\text{konv}}$  nicht direkt berechnet werden. Aus der Ähnlichkeitstheorie sind jedoch Zusammenhänge bekannt, mit deren Hilfe sich für einfache Geometrien  $\alpha_{\text{konv}}$  näherungsweise bestimmen lässt [16]. Hierfür muss die Gastemperatur und -dichte sowie die Gaszusammensetzung  $w$  im Flussmodul bekannt sein. Die Größen werden durch Mischung der Gase beider angrenzenden Verbindungsvolumen gebildet. Das VV am Einlauf wird mit dem Einlaufgewichtungsfaktor  $G \in [0,1]$  und das VV am Auslauf mit  $G - 1$  gewichtet. Die Größen ergeben sich damit zu:

$$\rho_{\text{mix}} = G \cdot \rho_{\text{ein}} + (G - 1) \rho_{\text{aus}} \quad (2.27)$$

$$w_{\text{mix}} = \frac{G \cdot \rho_{\text{ein}} w_{\text{ein}} + (G - 1) \rho_{\text{aus}} w_{\text{aus}}}{\rho_{\text{mix}}} \quad (2.28)$$

$$u_{\text{mix}} = \frac{G \cdot \rho_{\text{ein}} u_{\text{ein}} + (G - 1) \rho_{\text{aus}} u_{\text{aus}}}{\rho_{\text{mix}}} \quad (2.29)$$

mit den Indizes der Gemischgrößen *mix* sowie des stromaufwärts *ein* und stromabwärts *aus* gelegenen VV. Die Temperatur kann damit durch Gl. (2.16) bestimmt werden. Im Beispiel aus Abb. 2.5 nehmen die VV je die Hälfte des relevanten Volumens ein, daher wird  $G = 0,5$  gesetzt. Wird hingegen beispielsweise ein Radialverdichter gemeinsam mit seiner Volute als ein Bauteil modelliert, so sind die Wärmeverluste am Verdichtereinlass sehr gering, im Vergleich zu denen der Volute. Dieser Aspekt kann mit  $G = 0$  berücksichtigt werden, wodurch die zur Wärmeverlustberechnung unbedeutende Einlasstemperatur des Verdichters ignoriert wird.

## 2. SIMULATOR

---

Mit den Gemischgrößen, dem Gasmassenstrom und der Geometrie des Bauteils können die dimensionslosen Größen der Reynolds-Zahl  $Re$  und der Prandtl-Zahl  $Pr$  bestimmt werden:

$$Re = \frac{\dot{m} L_{\text{chara}}}{A \eta_{\text{dyn}}} \quad (2.30)$$

$$Pr = \frac{\eta_{\text{dyn}} c_p}{\lambda_{\text{Gas}}} \quad (2.31)$$

mit der dynamischen Viskosität des Gases  $\eta_{\text{dyn}}$ , seiner Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Gas}}$  und der charakteristischen Länge  $L_{\text{chara}}$ , die bei einer Rohrströmung dem hydraulischen Durchmesser:

$$D_{\text{hyd}} = \frac{4A}{U} \quad (2.32)$$

mit dem inneren Rohrumfang  $U$  entspricht. In kreisrunden Rohren entspricht  $D_{\text{hyd}}$  dem Rohrinne Durchmesser. Im Fall der erzwungenen Konvektion sind diese Größen ausreichend, um die ebenfalls dimensionslose Nußelt-Zahl  $Nu$  zu bestimmen. In der Literatur finden sich hierfür eine Vielzahl von Korrelationen, die abhängig vom Turbulenzgrad der Strömung und der Strömungsführung eingesetzt werden können [16]. Mit der Nußelt-Zahl kann der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden zu:

$$\alpha_{\text{konv}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{Gas}}}{D_{\text{hyd}}} \quad (2.33)$$

Die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität  $\eta_{\text{dyn}}$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Gas}}$  der jeweiligen Gasspezies werden, wie in [70] beschrieben, jeweils durch ein Polynom 4. Grades berücksichtigt. Die Größen des Gasgemisches werden durch Mittelung der, mit den Massenbrüchen der Reinstoffe gewichteten, Reinstoffgrößen gebildet. Im Anhang D wird das beschriebene Verfahren und sein Gültigkeitsbereich diskutiert.

Die Berechnung des Wärmeleitwerts ergibt sich unter Annahme einer zylindrischen Wand nach [16] zu:

$$\alpha_{\text{kond}} = \frac{2\pi L \lambda_{\text{TM}}}{\ln\left(\frac{D+d}{D}\right)} \quad (2.34)$$

mit der in Abb. 2.5 eingetragenen Wanddicke  $d$  und dem Innendurchmesser  $D$  des Rohrs.

Der mit Gl. (2.26) berechnete Wärmestrom wird von den gasführenden Flussmodulen quasi-stationär von der Energie des durchgeleiteten Gasstroms abgezogen. Wenn keine weiteren

bauteilspezifischen Energieströme eingehen, ergibt sich die Austrittstemperatur  $T_{\text{aus}}$  aus der impliziten Gleichung:

$$\dot{m} \cdot \int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{aus}}} c_p(T) \, dT = -\dot{Q}_{\text{Verlust}} \quad (2.35)$$

wobei  $T_{\text{ein}}$  die Temperatur des stromaufwärts gelegenen VV bezeichnet.  $T_{\text{aus}}$  ist die resultierende Temperatur des Gasstroms zum stromabwärts gelegenen VV, nicht die Temperatur des VV selbst. Der  $c_p$ -Wert wird anhand der Gaszusammensetzung des stromaufwärts gelegenen VV berechnet, außer im Fall der Brennkammer, die in Abschnitt 2.4.2 behandelt wird.

## 2.2. Simulationsumgebung

Neben der effizienten Modularisierung und Modellierung der Komponenten stellt auch die Simulationsumgebung einen wichtigen Aspekt der Prozesssimulation dar. Diese bildet den Rahmen zur Simulation der Modelle und deckt weiterführende Aufgaben, wie die Visualisierung der Ergebnisse, ab. In vielen Arbeiten zur Prozesssimulation wird dieser Aspekt nicht thematisiert, da auf bestehende modellbasierte Simulationsumgebungen wie SIMULINK zurückgegriffen wird, welche ihre Infrastruktur als integralen Bestandteil vom Nutzer weitgehend verbergen. Da als Teil dieser Arbeit eine eigene Simulationsumgebung in Fortran entwickelt wird, spielt der Aspekt jedoch eine zentrale Rolle und wird daher in diesem Abschnitt behandelt.

### 2.2.1. Schnittstellen

Um die Kapselung der Fluss- und der Speichermodule (Simulations-Module), des Integrators und des Ausgabe-Moduls zu verbessern, tauschen diese Module Daten nicht direkt, sondern nur über das Schnittstellen-Modul miteinander aus. Die Schnittstellen werden in fünf Arten untergliedert:

- Eine Gasstrom-Schnittstelle, die alle Eigenschaften der Gasströme umfasst.
- Eine Wärmestrom-Schnittstelle, welche die Wandtemperaturen sowie die Summe aller Wärmeströme zur jeweiligen Wand speichert.
- Eine Rotation-Schnittstelle, welche die Drehzahlen und die Summe aller angreifenden Drehmomente der Wellen aufnimmt.

- Eine Steuersignal-Schnittstelle, über die Steuer- und Regelsignale verteilt werden.
- Eine Intern-Schnittstelle, die nicht zum Datenaustausch zwischen Simulations-Modulen verwendet wird, sondern Modulen ermöglicht, beliebige interne Größen abzulegen und ggf. integrieren zu lassen.

Je nach verwendetem Integrator-Modul werden in den Schnittstellen neben den aufgelisteten Größen auch deren zeitliche Gradienten des aktuellen Zeitschritts sowie Größen und Gradienten vergangener und zukünftiger Zeitschritte gespeichert. Die Unterteilung der Schnittstellen wird auch im Übersichtsschema aus Abb. 2.8 auf S. 48 im unteren Bereich der Simulationsplattform gezeigt.

Jedes Simulations-Modul meldet seinen Bedarf an Plätzen auf der jeweiligen Schnittstellenart in der Initialisierungsphase an. Diese Schnittstellenplätze sind danach fest dem Simulations-Modul zugeteilt. Abbildung 2.6 zeigt beispielhaft die Schnittstellen der Größen und Gradienten des Zeitpunkts  $t$  für ein System aus zwei Verbindungsvolumen-Modulen (VV), einem Rohr-Modul und einem Thermische-Masse-Modul (TM).

Alle Plätze einer Schnittstellenart sind gleich dimensioniert und können sowohl einem Fluss- als auch einem Speichermodul zugeordnet sein. Wie der Schnittstellenplatz genutzt wird, hängt jedoch vom Simulations-Modul ab. So wird bei den VV-Modulen der Massenstrom  $\dot{m}$  nicht berechnet und bleibt daher frei (in Abb. 2.6 durchgestrichen dargestellt). Ebenso bestimmt das Simulations-Modul, welche Größen integriert werden. Der Gradient der Temperatur  $T$  bleibt beispielsweise beim VV-Modul unbesetzt, da  $T$  basierend auf der integrierten Größe der inneren Energie  $u$  algebraisch berechnet wird. Miteinander verbundene Simulations-Module kennen die Speicherpositionen der Schnittstellenplätze der jeweils angrenzenden Module. So kann das Rohr-Modul aus Abb. 2.6 die Drücke aus den Schnittstellenplätzen der VV-Module auslesen, um so seinen  $\dot{m}$ -Wert zu bestimmen. Obwohl das Rohr-Modul einen Verlustwärmestrom an das TM-Modul berechnet, benötigt es keinen eigenen Wärmestrom-Schnittstellenplatz. Der berechnete Wärmestrom wird auf die Größe  $\sum \dot{Q}$  im Schnittstellenplatz des TM-Moduls aufaddiert.

Die Schnittstellen können modular ergänzt werden, um den Einsatzbereich der Simulationsumgebung zu erweitern. So könnte zum Beispiel die Rotation-Schnittstelle um einen Drehwinkel-Wert erweitert und eine Kühlwasser-Schnittstelle implementiert werden, um Verbrennungsmotoren zu untersuchen.

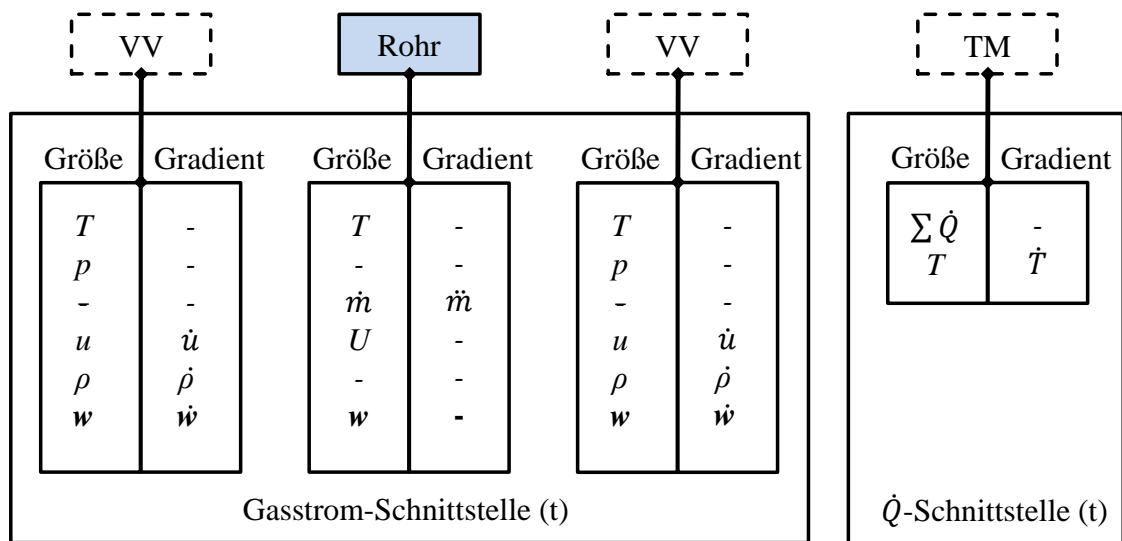


Abbildung 2.6.: Beispielschema zur Funktionsweise der Schnittstellen und zu ihrer Abhängigkeit von den Simulations-Modulen denen sie zugeteilt sind.

### 2.2.2. Integrator und Simulationssteuerung

Die Simulations-Module greifen nur auf die Größen und Gradienten des aktuellen Zeitschritts  $t$  zu. Die Schnittstellenwerte anderer Zeitpunkte werden für den Integrator gespeichert, sofern sie integriert werden sollen. Da alle zur Integration benötigten Daten somit zentral vorliegen, kann das Integrationsverfahren ausgetauscht und durch andere Integrationsverfahren ersetzt werden. Aktuell ist das Adams-Bashforth-Moulton-Verfahren als Prädiktor-Korrektor-Methode implementiert [75]. Mehrschrittverfahren dieser Art nutzen neben den Gradienten des aktuellen Zeitschritts auch die Gradientenwerte vergangener Zeitschritte und benötigen daher in der Regel weniger Gradientenberechnungen als Einschrittverfahren gleicher Ordnung. Der Vorteil kommt hier besonders zur Geltung, da der Speicherplatzbedarf zusätzlicher Zeitschritte gering ist, die Berechnung der Gradienten aber aufwändig.

Die zu integrierenden Größen des neuen Zeitschritts  $t + 1$  werden zunächst mit der Adams-Bashforth-Methode als Prädiktor zweiter Ordnung abgeschätzt zu:

$$\mathbf{x}_{t+1}^0 = \mathbf{x}_t + \Delta t \left( \frac{3}{2} \left( \frac{d\mathbf{x}}{dt} \right)_t - \frac{1}{2} \left( \frac{d\mathbf{x}}{dt} \right)_{t-1} \right) \quad (2.36)$$

mit der Zeitschrittweite  $\Delta t$ . Der tiefgestellte Index beschreibt den Zeitschritt, der hochgestellte Index die Anzahl der durchgeführten Korrektorschritte.

## 2. SIMULATOR

Auf Basis der aktualisierten Schnittstellenwerte  $x_{t+1}^0$  berechnen alle Simulations-Module erneut die zeitlichen Gradienten. Daraufhin wird mit dem Adams-Moulton-Verfahren als Korrektor zweiter Ordnung die Werte  $x_{t+1}$  korrigiert zu:

$$x_{t+1}^1 = x_t + \frac{\Delta t}{2} \left( \left( \frac{dx}{dt} \right)_t + \left( \frac{dx}{dt} \right)_{t+1} \right) \quad (2.37)$$

Je nach Konfiguration wird der Korrektorschritt wiederholt, bis nach der k-ten Wiederholung das Abbruchkriterium:

$$\frac{|x_{t+1}^k - x_{t+1}^{k-1}|}{\max(|x_{t+1}^k|, |x_{t+1}^{k-1}|, 10^{-300})} < \text{maximal zulässiges Residuum} \quad (2.38)$$

für jede Zustandsgröße  $x$  des Vektors  $x$  erfüllt ist oder eine maximale Anzahl an Korrektorschritten durchlaufen wurde. In beiden Fällen wird der nächste Prädiktorschritt mit  $x_{t+1}^k$  eingeleitet. Die Anzahl der durchgeführten Korrektorschritte wird aufgezeichnet, sodass der Nutzer die Konvergenz des Verfahrens beurteilen und für nachfolgende Simulationen gegebenenfalls die Zeitschrittweite anpassen kann.

Sollen die Werte des aktuellen Zeitschritts ausgegeben werden, veranlasst die Simulationssteuerung nach dem letzten Korrektorschritt die formatierte Ausgabe der Schnittstellenwerte durch das Ausgabe-Modul. Die Simulationssteuerung koordiniert auch die Reihenfolge in der die Simulations-Module aufgerufen werden, sodass sich unter Berücksichtigung derer Abhängigkeiten die in Abb. 2.7 gezeigte Berechnungsreihenfolge ergibt. Die Randbedingungen

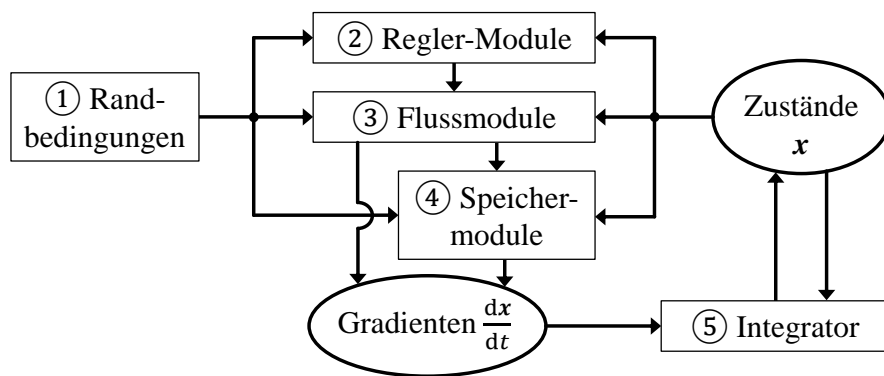


Abbildung 2.7.: Schema der Berechnungsreihenfolge im Simulator nach Beginn eines neuen Zeitschritts. Die Abfolge wird durch die eingekreisten Zahlen dargestellt.

sind nicht von den Größen des Zeitpunkts  $t$  abhängig. Sie ändern sich nur zu Beginn eines neuen Zeitschritts und müssen daher im Gegensatz zu anderen Simulations-Modulen nach ei-



nem Korrektor-Schritt nicht aktualisiert werden. Die Regler-Module berechnen daraufhin die Stellgrößen von Flussmodulen, wie beispielsweise Ventilöffnung und Generatorleistung, und werden daher vor den Flussmodulen aufgerufen. Durch die Berechnungen der Flussmodule werden alle Ströme zu den Speichermodulen festgelegt, die damit ihre Gradienten berechnen. Abschließend kann der Integrator die Größen des nächsten Zeitschritts berechnen (Prädiktor-Schritt) oder die des aktuellen Zeitschritts korrigieren (Korrektor-Schritt).

Alle Module, die innerhalb eines Berechnungsschritts abgearbeitet werden, haben keine direkten Abhängigkeiten voneinander. Ihre Berechnungsreihenfolge innerhalb des Berechnungsschritts ist daher beliebig. Dieser Aspekt ist einerseits wichtig um Berechnungsiterationen, wie in Abschnitt 2.1.1 beschrieben, zu vermeiden. Andererseits können dadurch beliebig komplexe Kreisläufe untersucht werden, ohne dass sich komplexe Abhängigkeiten bezüglich der Berechnungsreihenfolge ergeben.

### **2.2.3. Sonstige Komponenten und Gesamtstruktur**

Die zuvor beschriebenen Programmkomponenten bilden den Kern der Simulationsplattform, die im rechten Teil der Gesamtübersicht aus Abb. 2.8 angeordnet ist. Sie beinhaltet auch Komponenten der Speicherverwaltung, der Initialisierung und der Fehlerbehandlung, die sprachspezifische Implementierungsdetails realisieren und daher nicht weiter behandelt werden. Die Simulationsplattform ist unabhängig von der Abbildung konkreter Kreisläufe. Mit ihr können ohne Modifikationen verschiedenste Kreisläufe abgebildet und simuliert werden.

Im Gegensatz dazu sind alle fallspezifischen Angaben, die zur Simulation einer konkreten Anlage benötigt werden, im linken Bereich von Abb. 2.8 im Block der Anwender-Eingaben untergebracht. Diese fallspezifischen Angaben werden vom Anwender im Simulationsplan zusammengefasst. Der Simulationsplan beinhaltet den Verschaltungsplan der Anlage, die Parameter der Bauteilkomponenten und die Simulationsparameter wie die Zeitschrittweite und die Zeitspanne der Simulation. Ebenso werden im Simulationsplan Randbedingungen vom Anwender vorgegeben (siehe Abschnitt 2.5.2) und Anfangsbedingungen definiert bzw. aus dem Endzustand einer vorherigen Simulation abgeleitet.

Darunter steht in Abb. 2.8 der Bereich der Zusatzprogramme, die zur Visualisierung der Simulationsergebnisse und Automatisierung von Parameterstudien dienen. Im Unterschied zu den anderen Programmteilen werden diese nicht für die Simulation benötigt. Sie sind in Matlab

## 2. SIMULATOR

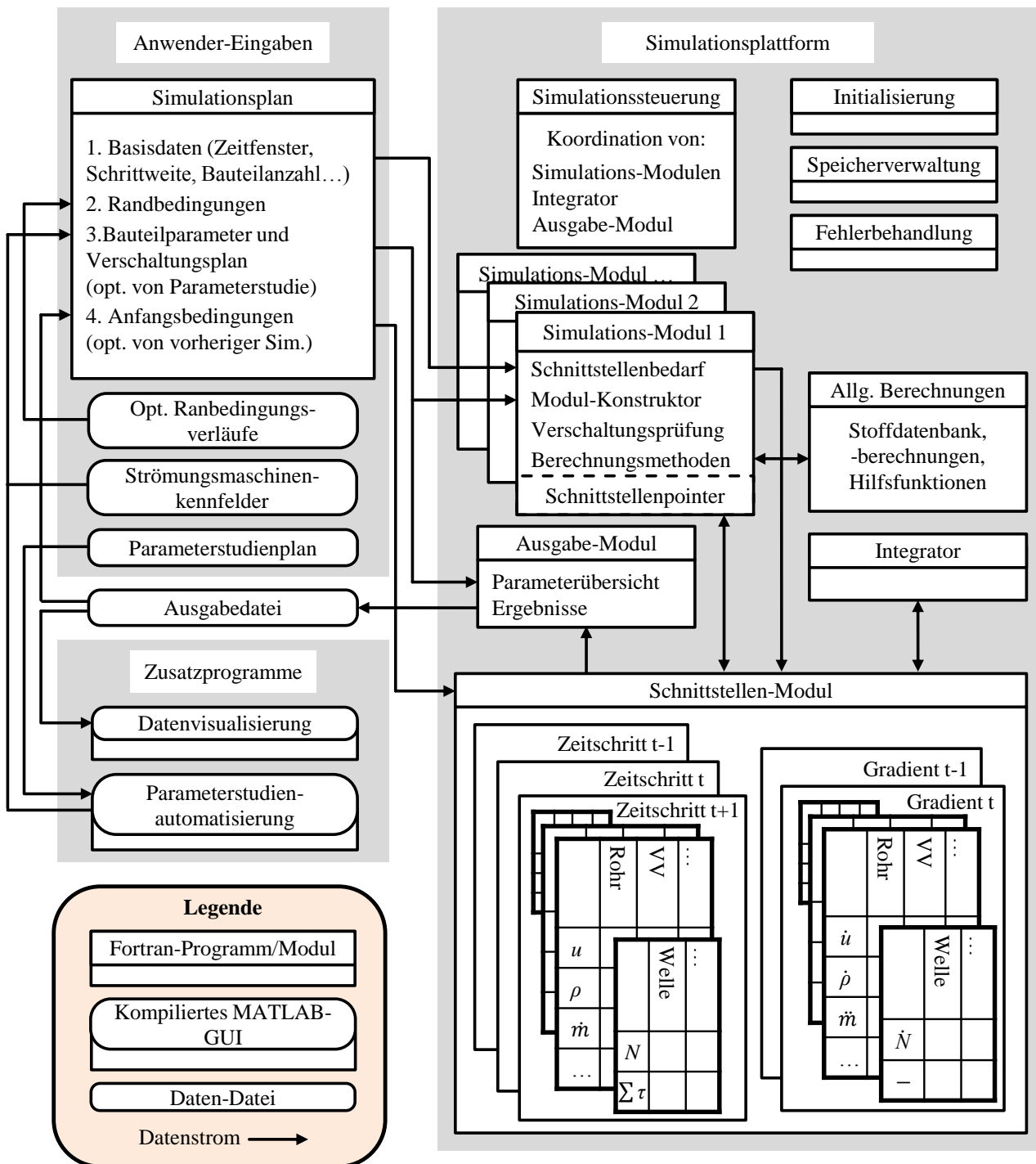


Abbildung 2.8.: Vereinfachtes Schema der Programmstruktur der Simulationsumgebung. Datenverbindungen von und zu den Modulen der Simulationssteuerung, Speicherverwaltung, Initialisierung und Fehlerbehandlung werden zur besseren Übersicht nicht gezeigt.

geschrieben und verfügen zur einfacheren Anwendbarkeit über eine grafische Benutzeroberfläche (GUI).

Die in Abb. 2.8 eingezeichneten Datenstrom-Pfeile geben einen Überblick des beschriebenen Simulationsablaufs und der Zusammenhänge zwischen den Bereichen der Anwender-Eingaben, der Simulationsplattform und der Zusatzprogramme.

Bei der Entwicklung nehmen auch Aspekte der Benutzerfreundlichkeit einen wichtigen Stellenwert ein. So können anhand eines Simulationsplan-Templates Anwender ohne Programmierkenntnisse eigene Schaltungspläne kreieren und Simulationen durchführen. Ebenso einfach kann die Stoffdatenbank um neue Gasspezies erweitert werden, ohne dass andere Programmteile, wie beispielsweise die Schnittstellen oder Stoffdatenberechnungen, manuell angepasst werden müssten. Zudem wird zu Beginn jeder Simulation eine automatische Kausalitätsprüfungen des Verschaltungsplans und einer Vielzahl von Bauteilparametern und Anfangsbedingungen durchgeführt, wodurch Fehler im Simulationsplan einfach identifiziert werden können.

Trotz der einfachen Nutzbarkeit ist der Simulationsplan ein Teil des Fortran-Programmcodes. Erfahrene Nutzer können daher auf alle Konstrukte des Fortran-Standards zurückgreifen, um beispielsweise komplexe Verschaltungspläne automatisiert zu erstellen oder um mehrere ähnliche Maschinenkonfigurationen in einem Simulationsplan zu verwalten, was einen Vorteil gegenüber grafischen Programmieroberflächen darstellt.

### 2.3. Speichermodule

#### 2.3.1. Verbindungsvolumen

Das Verbindungsvolumen-Modul wird verwendet, um die bauteilspezifischen, gastransportierenden Flussmodule miteinander zu verbinden. Da beliebig viele Flussmodule durch ein Verbindungsvolumen (VV) miteinander verbunden werden können, werden damit Stromverzweigungen und -vereinigungen modelliert.

Im VV wird die Energie, Masse und Spezies der ein- und auslaufenden Ströme bilanziert und gespeichert (siehe Abschnitt 2.1.2). Der Wärmestrom zur Bauteilwand wird in den angrenzenden Flussmodulen berechnet. Das VV selbst ist adiabat.

#### 2.3.2. Thermische Masse

Das Thermische-Masse-Modul bildet einen Festkörper als Wärmespeicher ab. Es wird verwendet um die Wärmekapazität einer Bauteilwand oder -wandschicht zu modellieren. Wie in Abschnitt 2.1.3 erläutert, berechnen Flussmodule, die an das Thermische-Masse-Modul angrenzen, den Wärmestrom zur oder von der thermischen Masse. Der zeitliche Gradient der mittleren Wandtemperatur ergibt sich für  $k$  Wärmeströme zu:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^k \dot{Q}_i}{C} \quad (2.39)$$

mit der Gesamtwärmekapazität  $C$  des Festkörpers und der Vorzeichenkonvention, dass Wärmeströme zur Masse hin positiv gewertet werden.

### 2.3.3. Welle

Mit dem Welle-Modul wird eine Welle modelliert, die eine starre mechanische Kopplung zwischen Strömungsmaschinen und Generatoren ermöglicht. Die Flussmodule der Strömungsmaschinen und Generatoren berechnen jeweils ein Drehmoment  $\tau$ , das sie der Welle aufprägen. Die aus  $k$  angreifenden Drehmomenten resultierende Rotationsbeschleunigung ergibt sich zu:

$$\frac{dN}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^k \tau_i}{2\pi \cdot J} \quad (2.40)$$

mit dem Trägheitsmoment  $J$ , das sich aus der Summe des Trägheitsmoments der Welle und allen angekoppelten Strömungsmaschinenrädern und Generatorläufern ergibt. Die Vorzeichenkonvention von  $\tau$  ist so gewählt, dass beschleunigende Momente positiv berücksichtigt werden.

## 2.4. Flussmodule

### 2.4.1. Rohr

Rohr-Module werden zur Berechnung des Massenstroms und der Wärmeverluste in Rohrleitungen verwendet. Wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, berechnen sie ihren Massenstromgradienten analog zu den Flussmodulen des Brenners und Rekuperators durch:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{A}{L} (p_{\text{ein}} - p_{\text{aus}} - \Delta p) \quad (2.41)$$

Durch die viskose Reibung wird ein Druckabfall  $\Delta p$  verursacht. In langen, geraden Rohrabschnitten steigt der Druckverlust linear mit der Rohrlänge und kann durch die Darcy-Weisbach-Gleichung [10] berechnet werden zu:

$$\Delta p = \frac{f \cdot L \cdot \rho}{2 \cdot D_{\text{hyd}} A^2} \dot{V}^2 \quad (2.42)$$

mit der dimensionslosen Rohrreibungszahl  $f$ , dem Volumenstrom  $\dot{V}$  des Gases und dem hydraulischen Durchmesser des Rohres  $D_{\text{hyd}}$ . Die Rohrreibungszahl ergibt sich für geometrisch ähnliche Rohre abhängig von der Oberflächenrauigkeit und der Reynolds-Zahl [10]. Für die Simulation glatter, kreisrunder Rohre sind empirische Gleichungen zur Berechnung von  $f$  aus [10] von Hagen-Poiseuille ( $Re < 2300$ ), Blasius ( $7000 < Re < 99000$ ) und Nikuradse ( $101000 < Re < 5 \cdot 10^6$ ) implementiert. Hierbei wird  $f$  in den Übergangsbereichen linear interpoliert, um die Stabilität des numerischen Lösungsverfahrens zu verbessern. Zusätzlich kann der Nutzer über ein Funktionsinterface andere Gleichungen zur Berechnung von  $f(Re)$  hinterlegen.

In MGTs tragen gerade Rohrabschnitte jedoch nur geringfügig zum Gesamtdruckverlust bei. Bedeutender sind Druckverluste, die in der turbulenten Strömung durch Rohrumlenkungen, -verzweigungen und -querschnittsänderungen auftreten. In diesen Fällen wird  $f \cdot L/D$  zu dem Widerstandsbeiwert  $\zeta$  zusammengefasst [10], der näherungsweise nur von der Geometrie des Rohrs bzw. der Rohreinbauten abhängt. Der Druckabfall ergibt sich damit zu:

$$\Delta p = \frac{\zeta \cdot \rho}{2 A^2} \dot{V}^2 \quad (2.43)$$

In der Literatur können  $\zeta$ -Werte für viele verschiedene Rohreinbauten gefunden werden [10]. Alternativ kann der  $\zeta$ -Wert vom Simulator berechnet werden, sofern der Druckabfall während eines Betriebspunktes bekannt ist und ebenfalls Messdaten der Temperatur, des Drucks und der Gaszusammensetzung im Bauteil vorliegen. Der  $\zeta$ -Wert ergibt sich in dem Fall durch Umformen von Gl. (2.43) zu:

$$\zeta = \frac{2A^2 p \Delta p}{\dot{m}^2 R T} \quad (2.44)$$

Je nachdem, ob die Referenzdaten am Ein-, Auslass oder dazwischen gemessen werden, wird die Berechnung von  $\Delta p$  aus Gl. (2.43) ebenfalls mit den entsprechend gewichteten Werten des Ein- und des Auslass-Verbindungsvolumens durchgeführt (vgl. Gl. (2.27) bis (2.29)).

Neben dem Massenstromgradienten wird im Rohr-Modul auch der Wärmestrom vom Gas auf die Rohrwand berechnet. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Verlust}}$  zur Wand setzt sich aus dem konvektiven Wärmestrom zur Wandoberfläche und dem konduktiven Wärmestrom von der Oberfläche zur Wandmitte zusammen. Die Grundlagen zur Berechnung des Wärmestroms werden in Abschnitt 2.1.3 behandelt. Für die Berechnung der erzwungenen Konvektion an der Innenseite gerader Rohre werden je nach Reynolds- und Prandtl-Zahlenbereich verschiedene Nußelt-Korrelationen verwendet. Implementiert sind Korrelationen aus [70], unter der Annahme konstanter Wandtemperaturen und, im laminaren Fall, hydrodynamisch ausgebildeter Strömung.

Analog zum Druckabfall muss beachtet werden, dass für komplexere Rohrgeometrien oder für Brennkammern und Strömungsmaschinen andere Nußelt-Korrelationen gelten. Daher kann die Berechnung des Wandwärmestroms durch drei weitere Optionen beeinflusst werden. Im einfachsten Fall kann der Wärmestrom, der unter Annahme eines geraden Rohrs berechnet wird, mit einem konstanten Anpassungsfaktor multipliziert werden. Zusätzlich kann der Nutzer über eine Funktionsschnittstelle eine passende Nußelt-Korrelation oder direkt eine Funktion zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten hinterlegen.

### 2.4.2. Brennkammer

Im Brennkammer-Modul wird der Verbrennungsprozess eines sauerstoff- und brennstoffhaltigen Gasgemischs abgebildet und analog zum Rohr-Modul Druck- und Wärmeverluste berücksichtigt. Im Folgenden wird das Eduktgasgemisch ohne Beschränkung der Allgemeinheit als Brennstoff-Luft-Gemisch bezeichnet. Das Brennkammer-Modul ist mit einem

stromaufwärts und einem stromabwärts gelegenen Verbindungsvolumen-Modul sowie mit dem Thermische-Masse-Modul des Brennergehäuses verbunden. Die Gemischbildung von Brennstoff und Luft erfolgt im stromaufwärts gelegenen Verbindungsvolumen und nicht im Brennkammer-Modul selbst.

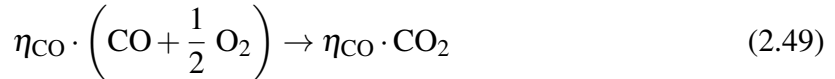
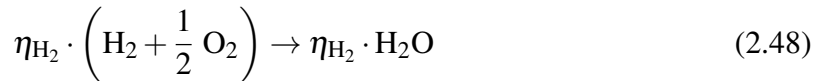
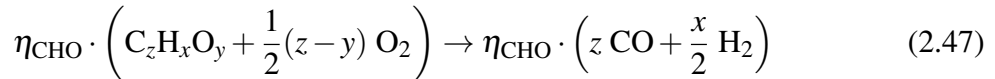
Die bei der Verbrennung freigesetzte Wärmemenge  $\dot{Q}_{\text{Reaktion}}$  ergibt sich nach dem Satz von Hess aus der Differenz der Standardbildungsenthalpien des Abgases und des Brennstoff-Luft-Gemischs zu:

$$\dot{Q}_{\text{Reaktion},298\text{ K}} = \dot{m} \cdot (\Delta h_f^0(\mathbf{w}_{\text{ein}}) - \Delta h_f^0(\mathbf{w}_{\text{aus}})) \quad (2.45)$$

mit der spezifischen Standardbildungsenthalpie  $h_f^0$  der jeweiligen Gaszusammensetzung  $\mathbf{w}$ . Die  $h_f^0$ -Werte werden aus der Stoffdatenbank von Goos und Burcat [27] übernommen und beziehen sich auf die Referenztemperatur  $T_{\text{ref}} = 298,15\text{ K}$ . Somit bezieht sich auch  $\dot{Q}_{\text{Reaktion},298\text{ K}}$  auf eine isotherme Reaktion bei 298,15 K. Die Temperaturen am Brennereinlass liegen bei MGTs in der Regel wesentlich höher, da die komprimierte Frischluft durch einen Abgaswärmererupator vorgewärmt wird. Zur Berechnung der Abgastemperatur wird gedanklich ein Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{ref}}$  aus dem Brennstoff-Luft-Gemisch abgeführt, um es auf die Referenztemperatur zu bringen:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = \dot{m} \cdot \int_{T_{\text{ref}}=298,15\text{ K}}^{T_{\text{ein}}} c_p(T, \mathbf{w}_{\text{ein}}) dT \quad (2.46)$$

Dann wird die Zusammensetzung  $\mathbf{w}_{\text{aus}}$  des Abgases bestimmt, indem alle Brennstoffe nach einem Drei-Schritt-Mechanismus oxidiert werden:



Wobei für jeden Schritt ein Ausbrenngrad ( $\eta_{\text{CHO}}$ ,  $\eta_{\text{CO}}$ ,  $\eta_{\text{H}_2}$ ) angegeben werden kann, um einen unvollständigen Ausbrand zu simulieren. Aus dem berechneten  $\mathbf{w}_{\text{aus}}$  ergibt sich mit  $\mathbf{w}_{\text{ein}}$  und Gl. (2.45) die Verbrennungswärme  $\dot{Q}_{\text{Reaktion},298\text{ K}}$ . Der Wärmestrom zum Brennkammergehäuse  $\dot{Q}_{\text{Verlust}}$  wird, nach dem in Abschnitt 2.4.1 beschriebenen Vorgehen, ermittelt. Die Austrittstemperatur ergibt sich durch Lösen der impliziten Gleichung:

$$\dot{Q}_{\text{ref}} + \dot{Q}_{\text{Reaktion},298\text{ K}} - \dot{Q}_{\text{Verlust}} = \dot{m} \cdot \int_{T_{\text{ref}}=298,15\text{ K}}^{T_{\text{aus}}} c_p(T, \mathbf{w}_{\text{aus}}) dT \quad (2.50)$$



Wie aus Gl. (2.50) und Gl. (2.46) deutlich wird, ist das Abkühlen auf Referenztemperatur umso signifikanter, je unterschiedlicher die Wärmekapazitäten des Brennstoff-Luft-Gemisches und des Abgasgemisches im Temperaturbereich zwischen 298,15 K und  $T_{\text{ein}}$  sind.

Bei der Verbrennung eines Erdgas-Luft-Gemisches ist der Unterschied gering. Die Abgastemperatur könnte daher vereinfacht approximiert werden mit:

$$\dot{Q}_{\text{Reaktion},298\text{ K}} - \dot{Q}_{\text{Verlust}} = \dot{m} \cdot \int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{aus}}} c_p(T, \mathbf{w}_{\text{aus}}) dT \quad (2.51)$$

Wird aber beispielsweise ein Wasserstoff-Luft-Gemisch verbrannt, ist der Wärmekapazitätsunterschied signifikant, wie im linken Bild von Abb. 2.9 dargestellt. Der einfache Ansatz mit Gl. (2.51) führt speziell für hohe Einlasstemperaturen zu Fehlern bei der Berechnung der Abgastemperatur bzw. des Brennstoffbedarfs, wie im mittleren und rechten Bild in Abb. 2.9 dargestellt, und ist daher nicht implementiert.

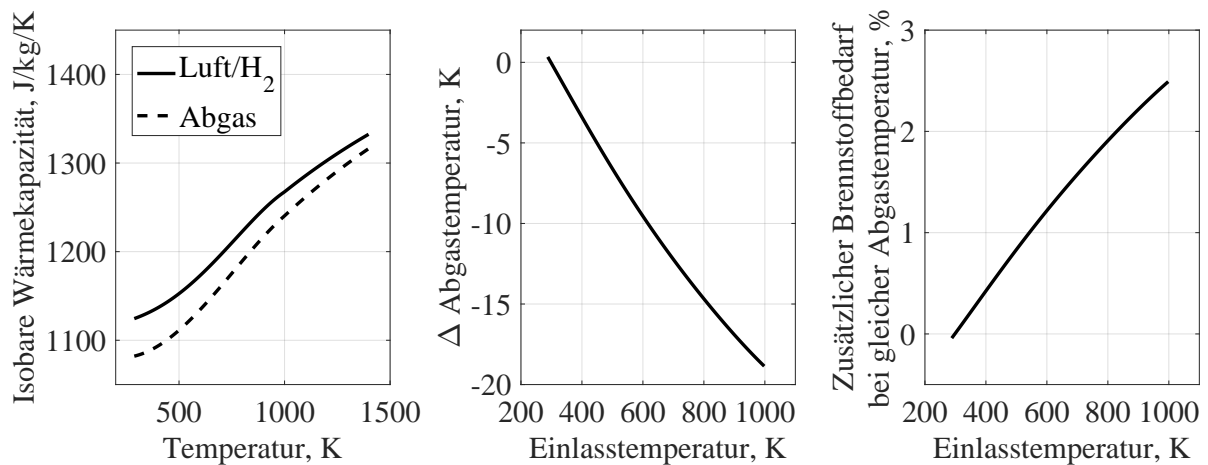


Abbildung 2.9.: Vergleich der Berechnungsverfahren aus Gl. (2.50) und (2.51) am Beispiel einer Wasserstoff/Luft-Flamme mit der Luftzahl  $\lambda = 3,3$  und unterschiedlichen Einlasstemperaturen. Durch den vereinfachten Ansatz würde aufgrund der unterschiedlichen Wärmekapazitäten (links) für hohe Einlasstemperaturen eine zu niedrige Abgastemperatur berechnet werden (mittig). Soll die tatsächliche Abgastemperatur erreicht werden, resultiert aus dem vereinfachten Ansatz ein überhöhter Brennstoffbedarf (rechts).

Die Methoden zu Berechnung der Druck- und der Wärmeverluste sind im Abschnitt 2.1.3 und 2.4.1 beschrieben.

### 2.4.3. Rekuperator

Mit dem Rekuperator-Modul wird der Abgaswärmeübertrager simuliert, der in der MGT Wärme vom Abgas auf die verdichtete Frischluft überträgt. Das Modul ist vergleichbar mit zwei Rohr-Modulen, die über eine gemeinsame Bauteilwand verbunden sind und Wärme übertragen. Während sich aber die Gastemperatur in Rohren aufgrund von Wärmeverlusten um wenige Kelvin ändert, werden im Rekuperator Temperaturänderungen von mehreren Hundert Kelvin erreicht. Daher bildet sich im Luft- und im Abgaskanal sowie in den dazwischenliegenden Metallschichten ein steiles Temperaturprofil aus. Um zu berechnen, wie sich dieses Temperaturprofil und damit einhergehend die Wärmeströme dynamisch entwickeln, wird der Rekuperator entlang der Strömungsachse in  $k$  gleichlange Segmente diskretisiert. Abbildung 2.10 zeigt ein Schema der Diskretisierung und des Berechnungsansatzes.

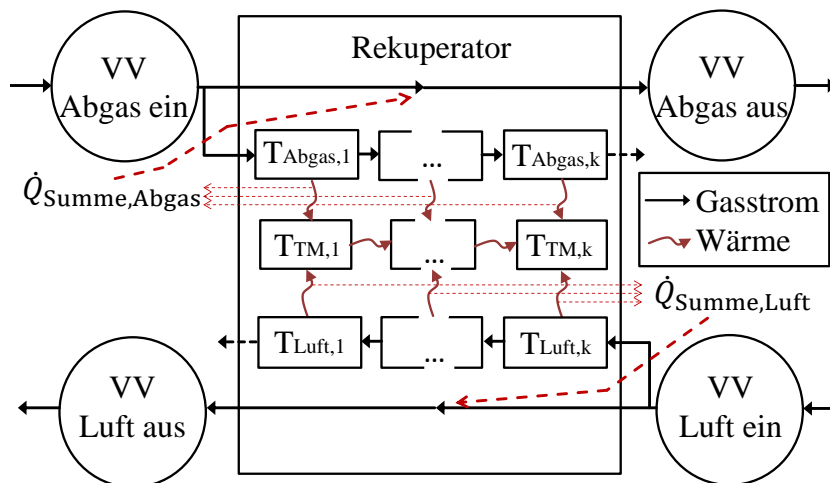


Abbildung 2.10.: Schema der Rekuperatorberechnung (Gegenstrom-Konfiguration).

Die beiden Stromseiten des Rekuperators grenzen jeweils am Ein- und am Auslass an ein Verbindungsvolumen. Diese sind in den Ecken von Abb. 2.10 eingezeichnet. Abgas- und Frischluftstrom werden durch eine Vielzahl dünner Kanäle geleitet, um die Wärmeübertragungsfläche zu vergrößern. Für die Wärmestromberechnung wird, wie in Abb. 2.10 gezeigt, ein einzelnes Kanalpaar betrachtet, das in  $k$  Segmente zerlegt wird. Die Gastemperatur im  $i$ -ten Abgaskanalsegment wird mit  $T_{\text{Abgas},i}$ , die im Luftkanalsegment mit  $T_{\text{Luft},i}$  bezeichnet. Die Temperatur der wärmeleitenden Kanalwand dazwischen wird mit  $T_{\text{TM},i}$  bezeichnet, wobei  $\text{TM}_i$  für die thermische Masse des  $i$ -ten Wandsegments steht. Neben den Wärmeströmen

zur Kanalwand wird aufgrund des ausgeprägten Temperaturprofils auch der konduktive Wärmestrom entlang der Kanalwand berücksichtigt.

Die Gasstromtemperaturen werden wie bei allen Flussmodulen quasi-stationär berechnet. Diese Vereinfachung kann aufgrund der kurzen Verweilzeit des Gases getroffen werden, da sich innerhalb der Verweilzeit die dynamisch berechneten Wandtemperaturen  $T_{TM,i}$  nur geringfügig ändern. So ändert sich die mittlere Temperatur der Kanalwand auch während des Kaltstartmanövers der Turbec T100 MGT im Maximum um weniger als 0,2 K innerhalb der Gasverweilzeit.

Die Gastemperaturen der Kanalsegmente und die Wärmeströme zwischen Gas und Kanalwandsegment werden nacheinander für alle Segmente entlang der Strömungsrichtung berechnet. Luft- und Abgasseite werden analog behandelt, daher wird im Folgenden die Bezeichnung  $T_{Gas,i}$  für  $T_{Luft,i}$  und  $T_{Abgas,i}$  verwendet. Die Einlauftemperatur  $T_{Gas,ein}$  des in Stromrichtung ersten Gaskanalsegments ist durch die Temperatur  $T_{VV,ein}$  des stromaufwärts gelegenen Verbindungsvolumens gegeben. Die mittlere Temperatur  $T_{Gas,i}$  des Segments ist unbekannt und wird zu Beginn mit seiner Einlauftemperatur approximiert ( $T_{Gas,i} \approx T_{Gas,ein,i}$ ).

Die Gaszusammensetzung in einem Kanal  $\bar{w}_{Kanal}$  wird durch arithmetisches Mitteln der Zusammensetzungen der beiden angrenzenden Verbindungsvolumen abgeschätzt. Die mittlere Dichte wird analog abgeschätzt zu  $\bar{\rho}_{Kanal}$ , wobei diese aufgrund der hohen Temperaturspanne im Gaskanal für das  $i$ -te Segment angepasst wird mit:

$$\rho_i = \bar{\rho}_{Kanal} \cdot \frac{\bar{T}_{Kanal}}{T_{Gas,i}} \quad (2.52)$$

Die Reynolds-Zahl des Kanalsegments ergibt sich zu:

$$Re_i = \frac{\dot{m} D_{hyd}}{A \eta_{dyn}} \quad (2.53)$$

mit dem Strömungsquerschnitt  $A$  sowie der dynamischen Viskosität  $\eta_{dyn}$  als Funktion von  $T_{Gas,i}$  und  $\bar{w}_{Kanal}$ .

Der Wärmestrom vom Gassegment auf das Wandsegment ergibt sich durch den konvektiven Wärmestrom zur Wandoberfläche und dem konduktiven Wärmestrom zur Mitte des Wandsegments. Hierfür muss neben der Wandtemperatur  $T_{TM,i}$  und der Gastemperatur  $T_{Gas,i}$  auch die Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{konv,i}$ , der Wärmeleitwert  $\alpha_{kond}$  und die Oberflächengröße des Wandsegments bekannt sein.

Je nach Rekuperatordesign werden die Kanalwände mit Wärmeleitrippen versehen. Die Rippen sind fest mit der Kanalwand verbunden und ragen in den Gasstrom der jeweiligen Seite. Sie übertragen nicht direkt Wärme zwischen den beiden Gasströmen, sondern werden eingebaut, um die umströmte Oberfläche zu vergrößern und damit den Wärmeübergang vom Gasstrom auf die Kanalwand zu verbessern.

Im theoretischen Idealfall ist der Wärmeleitwert zwischen Rippenoberfläche und dem Übergang der Rippe zur Kanalwand unendlich groß, sodass die Oberflächentemperatur der Rippe der Oberflächentemperatur der Kanalwand entspricht und ein Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{ideal}}$  über die Rippe geleitet wird. Im Realfall stellt sich aufgrund des Wärmewiderstands der Rippe ein reduzierter Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{real}}$  ein. Folglich wird der Wirkungsgrad  $\eta_{\text{Rippe}}$  definiert zu [30]:

$$\eta_{\text{Rippe}} = \frac{\dot{Q}_{\text{real}}}{\dot{Q}_{\text{ideal}}} \quad (2.54)$$

Berechnungsvorschriften für  $\eta_{\text{Rippe}}$  für verschiedene Rippengeometrien können aus der Literatur entnommen werden [30].

Durch Definition (2.54) kann der Effekt von Wärmeleitrippen vereinfacht abgebildet werden, indem die Kanalwandoberfläche bei der Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs entsprechend vergrößert wird. Hat die Kanalwand eine Oberfläche  $S$  und die Rippen eine Oberfläche  $S_{\text{Rippe}}$ , so ergibt sich die effektive Oberfläche  $S_{\text{konv}}^*$  des gesamten Kanals zu:

$$S_{\text{konv}}^* = S + \eta_{\text{Rippe}} S_{\text{Rippe}} \quad (2.55)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient an der Oberfläche  $S_{\text{konv}}^*$  wird analog zu Gl. (2.33) mit

$$\alpha_{\text{konv}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{Gas}}}{D_{\text{hyd}}} \quad (2.56)$$

berechnet. Da die Kanäle im Allgemeinen nicht rund sind, ergibt sich der hydraulische Durchmesser zu:

$$D_{\text{hyd}} = \frac{4A}{U} \quad (2.57)$$

mit dem inneren Kanalumfang  $U$ . Um einen guten Kompromiss aus geringem Druckverlust und hoher Wärmeübertragung zu erzielen, kommen komplexe Kanalgeometrien zum Einsatz. In der Literatur können für viele Kanalgeometrien angepasste Nußelt-Korrelationen gefunden

werden [17, 57, 61, 69, 79], die vom Nutzer über ein Funktionsinterface implementiert werden können.

Bei der Berechnung des Wärmeleitwerts  $\alpha_{\text{kond},i}$  müssen Rippen nicht beachtet werden, da ihr Effekt vollständig im konvektiven Wärmeübergang berücksichtigt wird. Da die Kanalwände sehr dünn sind, wird vereinfachend die Gleichung für ebene Platten verwendet [16]:

$$\alpha_{\text{kond},i} = S \frac{2\lambda_{\text{TM}}}{d \cdot k} \quad (2.58)$$

Analog zu Gl. (2.26) kann der Wärmestrom des jeweiligen Gasstroms auf die Kanalwandmitte im i-ten Segment berechnet werden zu:

$$\dot{Q}_{\text{Gas},i} = \frac{\frac{S_{\text{konv}}^*}{k} \cdot \alpha_{\text{konv}} \alpha_{\text{kond},i}}{\frac{S_{\text{konv}}^*}{k} \cdot \alpha_{\text{konv}} + \alpha_{\text{kond},i}} (T_{\text{Gas},i} - T_{\text{TM},i}) = \alpha_{\text{ges}} (T_{\text{Gas},i} - T_{\text{TM},i}) \quad (2.59)$$

mit dem Gesamtwärmeübertragungskoeffizienten  $\alpha_{\text{ges}}$ . Die Gasaustrittstemperatur aus dem Segment i kann damit approximiert werden zu:

$$T_{\text{Gas,aus},i} = T_{\text{Gas,ein},i} - \frac{\dot{Q}_{\text{Gas},i}}{\dot{m} \cdot c_{p,i} (T_{\text{Gas},i}, \bar{w}_{\text{Kanal}})} \quad (2.60)$$

Da zu Beginn der Berechnung die mittlere Temperatur im Gassegment  $T_{\text{Gas},i}$  durch die Einlauftemperatur  $T_{\text{Gas,ein},i}$  approximiert wird, ergibt sich ein von der Differenz  $T_{\text{Gas},i} - T_{\text{Gas,ein},i}$  abhängiger Fehler.

Die Abweichung könnte entweder durch eine feinere Diskretisierung des Kanals reduziert werden, oder indem die mittlere Temperatur mit Gl. (2.61) neu geschätzt und damit die Berechnung iterativ wiederholt werden würde.

$$T_{\text{Gas},i,\text{neu}} = \frac{T_{\text{Gas,aus},i} + T_{\text{Gas,ein},i}}{2} \quad (2.61)$$

Beide Ansätze erhöhen die Rechenzeit deutlich. Daher wird eine alternative Herangehensweise verfolgt: Statt der numerischen Kompensation des Fehlers über mehrfache Iterationen und feinere Diskretisierung wird der Fehler durch analytisches Umformen der Gleichungen

## 2. SIMULATOR

reduziert. Durch Einsetzen des Zusammenhangs aus Gl. (2.61) in Gl. (2.59) ergibt sich der Wärmestrom zu:

$$\dot{Q}_{\text{Gas},i} = \alpha_{\text{ges}} \left( \frac{T_{\text{Gas},\text{aus},i} + T_{\text{Gas},\text{ein},i}}{2} - T_{\text{TM},i} \right) \quad (2.62)$$

Da  $T_{\text{Gas},\text{aus},i}$  unbekannt ist, kann  $\dot{Q}_{\text{Gas},i}$  nicht direkt berechnet werden.  $T_{\text{Gas},\text{aus},i}$  ergibt sich jedoch durch Einsetzen von Gl. (2.62) in Gl. (2.60):

$$T_{\text{Gas},\text{aus},i} = T_{\text{Gas},\text{ein},i} - \frac{\alpha_{\text{ges}} \left( \frac{T_{\text{Gas},\text{aus},i} + T_{\text{Gas},\text{ein},i}}{2} - T_{\text{TM},i} \right)}{\dot{m} c_{p,i}} \quad (2.63)$$

Aufgelöst nach  $T_{\text{Gas},\text{aus},i}$ :

$$T_{\text{Gas},\text{aus},i} = T_{\text{Gas},\text{ein},i} - \frac{2\alpha_{\text{ges}} (T_{\text{Gas},\text{ein},i} - T_{\text{TM},i})}{2\dot{m} c_{p,i} + \alpha_{\text{ges}}} \quad (2.64)$$

Zur Berechnung von  $\alpha_{\text{ges}}$  wurde die mittlere Gastemperatur  $T_{\text{Gas},i}$  mit  $T_{\text{Gas},\text{ein},i}$  abgeschätzt. Das Ergebnis kann somit durch Neuberechnung von  $\alpha_{\text{ges}}$  auf Grundlage von  $T_{i,\text{neu}}$  aus Gl. (2.61) verbessert werden. Abbildung 2.11 gibt eine Übersicht des resultierenden Verfahrens.

Um die Auswirkungen der algebraischen Umformungen aus Gl. (2.62 bis 2.64) zu untersuchen, wird ein stationärer Betriebsfall des Rekuperators simuliert. Dabei wird das Rekuperatormodell mit und ohne algebraische Umformungen verwendet und die Anzahl an Rekuperatorsegmenten und Iterationsschleifen variiert. Als Vergleichsgröße dient der stationäre Rekuperatorwirkungsgrad, der durch das Maximum der Quotienten der übertragenen Wärme zur theoretisch maximal übertragbaren Wärme beider Gasseiten definiert wird:

$$\eta_{\text{Reku}} = \max \left( \frac{\int_{T_{\text{Abgas},\text{ein}}}^{T_{\text{Abgas},\text{aus}}} c_{p,\text{Abgas}} dT}{\int_{T_{\text{Abgas},\text{ein}}}^{T_{\text{Luft},\text{ein}}} c_{p,\text{Abgas}} dT}, \frac{\int_{T_{\text{Luft},\text{ein}}}^{T_{\text{Luft},\text{aus}}} c_{p,\text{Luft}} dT}{\int_{T_{\text{Luft},\text{ein}}}^{T_{\text{Abgas},\text{ein}}} c_{p,\text{Luft}} dT} \right) \quad (2.65)$$

Abbildung 2.12 gibt eine Übersicht der Simulationsergebnisse. Ohne die algebraischen Umformungen werden mehr Iterationen benötigt, um  $T_{\text{Gas},i}$  ausreichend genau zu ermitteln. Wird die Annahme  $T_{\text{Gas},i} = T_{\text{Gas},\text{ein}}$  nicht durch Iterationen mit Gl.(2.61) korrigiert, zeigt sich in dem Fall eine ausgeprägte Überhöhung des Wirkungsgrads und eine starke Abhängigkeit von der gewählten Segmentanzahl. Wird andererseits die Umformung angewendet, hat die Segmentanzahl annähernd keinen Einfluss auf den stationären Wirkungsgrad. Eine Diskretisierung

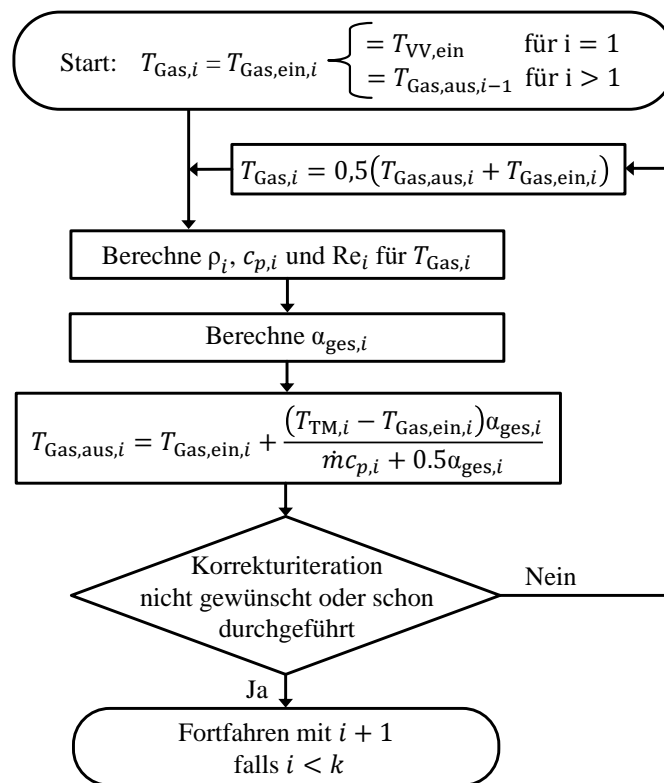


Abbildung 2.11.: Programmablaufplan zur Berechnung der mittleren Temperatur  $T_{\text{Gas},i}$  eines Gaskanalsegments für Gleichstrom-Rekuperatoren, mit optionaler Korrektur-Iteration von  $T_{\text{Gas},i}$  (Für die in Abb. 2.10 gezeigte Gegenstrom-Konfiguration muss die in Strömungsrichtung absteigende Indizierung der Luftkanalsegmente berücksichtigt werden).

ist aber weiterhin notwendig, um in dynamischen Manövern die zeitliche Entwicklung des Temperaturprofils zu erfassen. Eine Parameterstudie zur Segmentanzahlabhängigkeit zeigt, dass die Lösung für transiente Manöver ab einer Segmentanzahl von ca. 15 keine signifikante Abhängigkeit von der Segmentanzahl aufweist. Eine Iteration zur Korrektur der von  $T_{\text{Gas},i}$  abhängigen Größen  $\rho_i$ ,  $c_{p,i}$ ,  $Re_i$  und  $\alpha_{\text{ges},i}$  verbessert das bereits gute Ergebnis nur noch geringfügig. Mit steigender Segmentanzahl nähern sich auch die Verfahren ohne algebraische Umformung dem Wirkungsgrad von 89,3 % an und erreichen bei 500 Segmenten eine maximale Abweichung von unter 0,2 %-Punkten.

Die Austrittstemperatur des am weitesten stromabliegenden Segments könnte als Auslastemperatur des Rekuperators zum jeweiligen Verbindungsvolumen verwendet werden. Aufgrund der Vereinfachungen, die zur Berechnung der Gastemperaturen angewendet werden, entspricht die Temperaturänderung im Kanal jedoch nur ungefähr der Temperaturänderung,

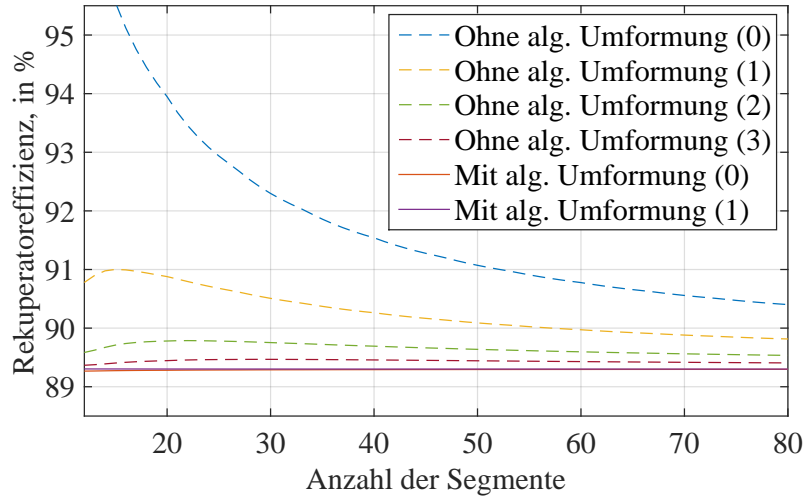


Abbildung 2.12.: Vergleich der unterschiedlichen Methoden zur  $T_{\text{Gas},i}$ - bzw.  $\dot{Q}_{\text{Gas},i}$ - Berechnung anhand des berechneten stationären Rekuperatorwirkungsgrads. Die Zahlen in der Legende geben die Anzahl an Iterationen an.

die durch die berechneten Wärmeströme verursacht wird. Um die Energieerhaltung zu verbessern wird daher wie in Abb. 2.10 gezeigt, die Austrittstemperatur zu den VV über die Summe der Teilwärmeströme  $\dot{Q}_{\text{Summe}}$  bestimmt zu:

$$\dot{m}_{\text{Luft}} \cdot \int_{T_{\text{Luft,ein}}}^{T_{\text{Luft,aus}}} c_p(T, \bar{w}_{\text{Kanal,Luft}}) dT = -\dot{Q}_{\text{Summe,Luft}} \quad (2.66)$$

$$\dot{m}_{\text{Abgas}} \cdot \int_{T_{\text{Abgas,ein}}}^{T_{\text{Abgas,aus}}} c_p(T, \bar{w}_{\text{Kanal,Abgas}}) dT = -\dot{Q}_{\text{Summe,Abgas}} \quad (2.67)$$

Um den zeitlichen Temperaturgradienten des  $i$ -ten Kanalwandsegments  $\frac{dT_{\text{TM},i}}{dt}$  zu bilden, müssen neben den Wärmeströmen  $\dot{Q}_{\text{Abgas},i}$  und  $\dot{Q}_{\text{Luft},i}$  auch die konduktiven Wärmeströme von den angrenzenden Kanalwandsegmenten  $i-1$  und  $i+1$  bekannt sein. Diese ergeben sich in Summe zu  $\dot{Q}_{\text{TM,kond},i}$  durch:

$$\dot{Q}_{\text{TM,kond},i} = \frac{\lambda_{\text{TM}} \cdot A_{\text{TM}}}{L_{\text{Segment}}} \cdot (T_{\text{TM},i-1} + T_{\text{TM},i+1} - 2T_{\text{TM},i}) \quad (2.68)$$

mit den Kanalwandgrößen der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{TM}}$ , der Querschnittsfläche  $A_{\text{TM}}$  und der Länge eines Segments  $L_{\text{Segment}}$ . Für die abschließenden Kanalwandsegmente  $i = 1$  bzw.  $i = k$  entfallen die Terme  $T_{\text{TM},i-1}$  bzw.  $T_{\text{TM},i+1}$ .



Zusätzlich überträgt das Kanalwandsegment einen Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Verlust},i}$  zur Einhausung des Rekuperator kernels, die wiederum Wärme an die Isolationsschicht und darüber an die Umgebung abgibt. Einhausungs- und Isolationsschicht sind ebenfalls in  $k$  Segmente unterteilt, die Wärme untereinander übertragen. Die Wärmeströme zwischen den Segmenten ergeben sich analog zu Gl. (2.68). Die Berechnung der Wärmeströme zwischen Rekuperator kern, Einhausung und Isolation erfolgt analog zu den Berechnungen im Wärmekopplungs-Modul, das in Abschnitt 2.4.6 behandelt wird. Aufgrund der 1D-Diskretisierung und der damit einhergehenden hohen Anzahl an Wärmeströmen wird die Berechnung jedoch nicht in voneinander unabhängige Wärmekopplungs-Module ausgelagert, sondern zentral im Rekuperator-Modul durchgeführt, um durch die vektorielle Berechnung Rechenzeit zu sparen.

Damit ergibt sich der Temperaturgradient des  $i$ -ten Kanalwandsegments zu:

$$\frac{dT_{\text{TM},i}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{Abgas},i} + \dot{Q}_{\text{Luft},i} + \dot{Q}_{\text{TM,kond},i} - \dot{Q}_{\text{Verlust},i}}{C_{\text{TM}}} \quad (2.69)$$

mit der Gesamtwärmekapazität  $C_{\text{TM}}$  des Kanalwandsegments.

Das Modul kann Gleichstrom- und Gegenstromkonfigurationen abbilden. Eine 2D-Diskretisierung zur Untersuchung von Kreuzstromkonfigurationen ist nicht vorgesehen. Jedoch kann im Ein- und Ausströmbereich des Kanals der Gesamtwärmeübertragungskoeffizient  $\alpha_{\text{ges}}$  mit einem Faktor versehen werden, um den Effekt eines kurzen Kreuzstromgebiets in diesen Bereichen vereinfacht zu berücksichtigen.

Die Berechnung der Massenstromgradienten beider Gasseiten erfolgt analog zu den Berechnungen des Rohr-Moduls aus Abschnitt 2.4.1 ohne örtliche Diskretisierung. Während jedoch zur Berechnung des Rohrdruckverlusts Referenzmessdaten des Ein- oder Auslaufs ausreichend sind, müssen für den Rekuperator immer gemittelte Messwerte des Ein- und Auslasses einer Gasseite für diese Berechnungsmethode vorliegen (d.h.  $G = 0.5$  in Gl. (2.27) bis (2.29)). Damit ist sichergestellt, dass die hohen Temperaturgradienten im Kanal bei der Druckverlustberechnung berücksichtigt werden.

#### 2.4.4. Ventil

Im Ventil-Modul sind zwei Ventilmodelle implementiert. Zum einen kann ein Massendurchflussregler abgebildet werden, der eine Sollmassenstromvorgabe  $\dot{m}_{\text{soll}}$  umsetzt. Zum anderen

## 2. SIMULATOR

---

können Ventile mit linearer Ventilkennlinie abgebildet werden, die der Vorgabe eines relativen Ventilhubes  $vh$  folgen.

Das Stellgrößensignal  $\dot{m}_{\text{soll}}$  bzw.  $vh$  wird von einem angeschlossenen Randbedingungs- oder Regler-Modul vorgegeben. Um das Ansprechverhalten der Ventilsteuerung nachzubilden, kann das Stellgrößensignal mit einer Totzeit und einem Verzögerungsglied erster Ordnung (PT1-Glied) beaufschlagt werden und ergibt sich damit zu  $\dot{m}_{\text{soll}}^*$  bzw.  $vh^*$ .

Soll ein Ventil mit linearer Ventilkennlinie abgebildet werden, wird  $vh^*$  in  $\dot{m}_{\text{soll}}^*$  umgerechnet. Hierfür wird der aus Abschnitt 2.4.1 Gl. (2.43) bekannte Term der Druckverlustberechnung umgeformt zu:

$$\Delta p = \frac{\zeta}{2A^2\rho} \cdot \dot{m}^2 \quad (2.70)$$

und nach dem Massenstrom aufgelöst:

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \cdot \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (2.71)$$

Eine lineare Ventilkennlinie liegt vor, wenn bei gegebenem Differenzdruck und gegebener Dichte der Massenstrom linear vom Ventilhub abhängt. Dementsprechend muss für  $\zeta$  gelten:

$$\zeta = \frac{\zeta_0}{vh^2} \quad (2.72)$$

sodass sich der von  $vh$  linear abhängige Zusammenhang

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{1}{\zeta_0}} \cdot vh \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (2.73)$$

ergibt. Wobei  $A \sqrt{\frac{1}{\zeta_0}}$  zum Beispiel durch eine Messung bei offener Ventilstellung ( $vh = 1$ ) ermittelt werden kann zu:

$$A \sqrt{\frac{1}{\zeta_0}} = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2\rho\Delta p}} \quad (2.74)$$

Da Ventile in der Regel wesentlich weniger Gasvolumen umschließen als die zugehörigen Zu- und Ablaufrohre, wird die Massenträgheit des Gasvolumens vernachlässigt und der berechnete  $\dot{m}_{\text{soll}}^*$  direkt verwendet. Soll die Massenträgheit berücksichtigt werden, kann das Gasvolumen entweder einem angrenzenden Rohr aufaddiert werden oder die Trägheit wird vereinfacht im Ventil berücksichtigt, indem das berechnete  $\dot{m}_{\text{soll}}^*$ -Signal mit einem PT1-Glied

gedämpft wird. Ebenso werden Wärmeverluste aus dem Ventil nicht berücksichtigt und können bei Bedarf durch benachbarte Flussmodule abgebildet werden.

### 2.4.5. Strömungsmaschine

Das Strömungsmaschine-Modul wird zur Simulation von Turboverdichtern und Gasturbinen verwendet. Es grenzt an zwei Verbindungsvolumen-Module am Ein- und am Auslass, eine Welle und optional an ein Thermische-Masse-Modul zur Wärmeübertragung an. Die Berechnung des Massenstroms und des Wirkungsgrades der Komponenten erfolgt anhand eines verdichter- bzw. turbinenspezifischen Kennfelds, das durch Messungen oder CFD-Simulationen ermittelt wird.

Das Kennfeld weist dem Eingangsgrößenpaar aus Druckverhältnis  $\Pi$  und normierter Drehzahl  $N_p$  eindeutig einen normierten Massenstrom  $\dot{m}_p$  und einen Wirkungsgrad  $\eta$  zu. Es gilt:

$$\left. \begin{array}{l} \Pi_{\text{Turb}} = \frac{p_{\text{ein}}}{p_{\text{aus}}} \quad / \quad \Pi_{\text{Verd}} = \frac{p_{\text{aus}}}{p_{\text{ein}}} \\ N_p = \frac{N}{\sqrt{T_{\text{ein}}}} \end{array} \right\} \mapsto \left\{ \begin{array}{l} \eta_{\text{Turb}} = \frac{P_{\text{real}}}{P_{\text{isen}}} \quad / \quad \eta_{\text{Verd}} = \frac{P_{\text{isen}}}{P_{\text{real}}} \\ \dot{m}_p = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{\text{ein}}}}{p_{\text{ein}}} \end{array} \right. \quad (2.75)$$

mit den Indizes Turb für Turbine, Verd für Verdichter und der tatsächlich zwischen Welle und Strömungsmaschine übertragenen mechanischen Leistung  $P_{\text{real}}$  sowie der beim isentropen Vergleichsprozess übertragenen Leistung  $P_{\text{isen}}$ . Durch die Normierung der Drehzahl und des Massenstroms gelten die im Kennfeld beschriebenen Beziehungen für einen weiten Bereich an Eintrittstemperaturen und -drücken [11]. Alle Druckangaben in den Termen aus (2.75) müssen sich auf Totaldrücke beziehen, da der statische Druck im Simulator nicht separat berücksichtigt wird.

Abbildung 2.13 zeigt beispielhaft ein Verdichterkennfeld mit  $\dot{m}_p$ -Werten auf der Abszisse und  $\Pi$ -Werten auf der Ordinate. Die schwarzen Linien beschreiben Kurven gleicher normierter Drehzahl während die bunten, dünnen Linien Isokurven gleichen Wirkungsgrades zeigen. Die rote, breite Kurve zeigt die Pumpgrenze des Verdichters. Wird die Pumpgrenze nach links zu niedrigeren normierten Massenströmen überschritten, kommt es zu Strömungsablösungen im Verdichter. Diese können zu einer zyklischen Strömungsumkehr im Verdichter und zu Materialversagen führen. Der Effekt wird nicht modelliert, jedoch wird eine Warnung ausgege-

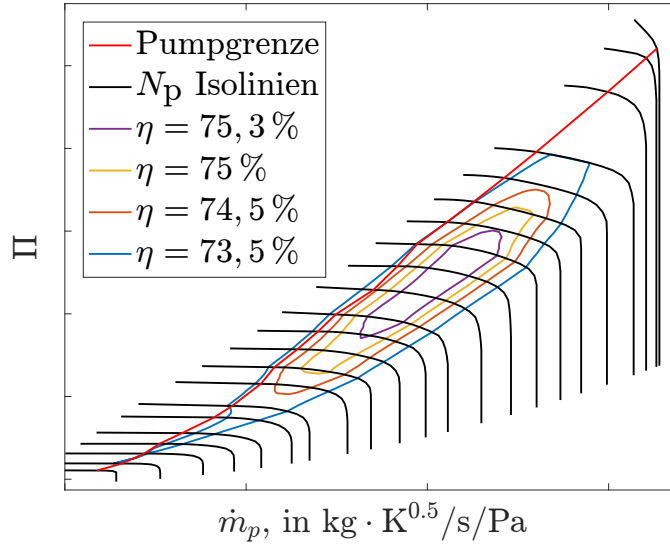


Abbildung 2.13.: Kennfeld eines Verdichters.

ben, wenn die Pumpgrenze in der Simulation zu niedrigeren Massenströmen hin überschritten wird.

Da die Kennfelder lediglich ein Raster aus  $\Pi$  und  $N_p$  Werten abdecken, sind im Allgemeinen keine Daten für ein spezielles Eingangsgrößenpaar  $(\Pi, N_p)$  hinterlegt. Die gesuchten  $\eta$ - und  $\dot{m}_p$ -Daten werden daher durch lineare Interpolation aus den umliegenden Rasterpunkten ermittelt.

Der Massenstrom der Strömungsmaschine ergibt sich direkt aus dem ermittelten  $\dot{m}_p$ -Wert über die Normierungsvorschrift aus Gl. (2.75). Um die Austrittstemperatur zu berechnen sind mehrere Schritte notwendig. Im ersten Schritt muss  $P_{\text{isen}}$  des isentropen Vergleichsprozesses bestimmt werden. Hierfür wird die Änderung der Enthalpie eines idealen Gases während einer isentropen Zustandsänderung betrachtet ( $ds = 0$ ). Es ergibt sich:

$$dh = du + d(pv) = T \underbrace{ds}_{ds=0} - p dv + v dp + p dv = v dp = \frac{RT}{p} dp \quad (2.76)$$

mit dem spezifischen Volumen  $v$  und der spezifischen Entropie  $s$ . Die Änderung der Enthalpie kann ebenfalls über die kalorische Zustandsgleichung angegeben werden mit:

$$dh = c_p(T) dT \quad (2.77)$$

Durch Gleichsetzen von Gl. (2.76) und Gl. (2.77) wird die gesamte Zustandsänderung in integraler Form beschrieben mit:

$$\int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{aus,isen}}} \frac{c_p}{T} dT = \int_{p_{\text{ein}}}^{p_{\text{aus}}} \frac{R}{p} dp \quad (2.78)$$

mit der Endtemperatur  $T_{\text{aus,isen}}$ . Für ein perfektes Gas ( $c_p = \text{konstant}$ ) könnte der Term direkt integriert werden zur Poisson-Gleichung:

$$T_{\text{aus,isen}} = T_{\text{ein}} \left( \frac{p_{\text{aus}}}{p_{\text{ein}}} \right)^{\frac{R}{c_p}} \quad (2.79)$$

Im Simulator wird diese Vereinfachung nicht getroffen. Die Temperaturabhängigkeit von  $c_p$  wird hier durch ein Polynom 4. Grades mit den Koeffizienten  $c_1$  bis  $c_5$  berücksichtigt. Wird  $c_p$  in Gl. (2.78) durch das Polynom substituiert, kann das Integral aufgelöst werden zu:

$$c_1 \ln \left( \frac{T_{\text{aus,isen}}}{T_{\text{ein}}} \right) + c_2 (T_{\text{aus,isen}} - T_{\text{ein}}) + \frac{c_3}{2} (T_{\text{aus,isen}}^2 - T_{\text{ein}}^2) + \frac{c_4}{3} (T_{\text{aus,isen}}^3 - T_{\text{ein}}^3) + \frac{c_5}{4} (T_{\text{aus,isen}}^4 - T_{\text{ein}}^4) = R \ln \left( \frac{p_{\text{aus}}}{p_{\text{ein}}} \right) \quad (2.80)$$

woraus  $T_{\text{aus,isen}}$  numerisch mit dem Sekantenverfahren ermittelt wird [75]. Im Gegensatz zur Poisson-Gleichung mit einem konstanten  $c_p(T = T_{\text{ein}})$  kann damit, wie in Abb. 2.14 dargestellt, bei der Leistungsberechnung der isentropen Expansion ein Fehler von ca. 2 % vermieden werden.

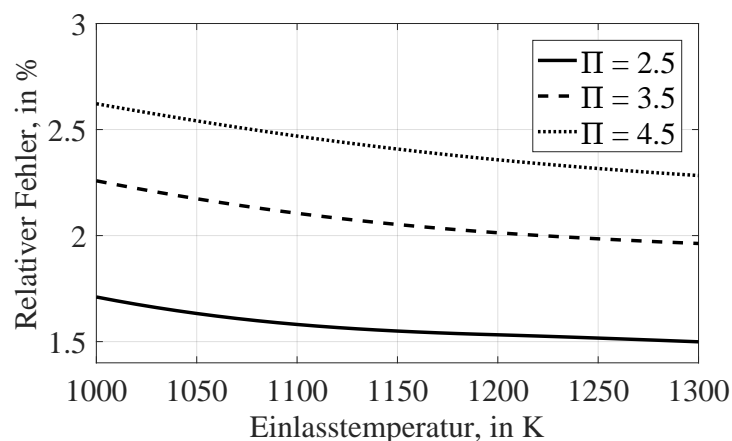


Abbildung 2.14.: Relativer Fehler der sich durch das Vernachlässigen der Temperaturabhängigkeit von  $c_p$  bei der Berechnung der isentropen Expansionsleistung ergeben würde.

Die Leistung des isentropen Vergleichsprozesses ergibt sich damit zu:

$$P_{\text{isen}} = \dot{m} \int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{aus,isen}}} c_p dT \quad (2.81)$$

und die realen zugeführten Leistungen zu:

$$P_{\text{real,Verd}} = \frac{P_{\text{isen,Verd}}}{\eta_{\text{Verd}}} \quad (2.82)$$

$$P_{\text{real,Turb}} = \eta_{\text{Turb}} \cdot P_{\text{isen,Turb}} \quad (2.83)$$

Daraus ergibt sich das Drehmoment, mit dem die Welle beschleunigt wird zu:

$$\tau = -\frac{P_{\text{real}}}{2\pi N} \quad (2.84)$$

Die Austrittstemperatur kann durch Lösen der impliziten Gl. (2.85) bestimmt werden:

$$P_{\text{real}} - \dot{Q}_{\text{Verlust}} = \dot{m} \int_{T_{\text{ein}}}^{T_{\text{aus}}} c_p dT \quad (2.85)$$

Mit  $\dot{Q}_{\text{Verlust}}$  kann optional ein Wärmestrom auf das Gehäuse berücksichtigt werden. Jedoch haben die Wärmeverluste keinen Einfluss auf die Einlasstemperatur der vorangegangenen Berechnungen. Daher werden speziell bei hohen Wärmeverlusten stromaufwärts des Turbinenrads Fehler verursacht, wenn die Wärmeströme nicht auf gleiche Weise beim Erstellen des Turbinenkennfelds beachtet werden.

### 2.4.6. Wärmekopplung

Das Wärmekopplung-Modul erfüllt zwei Funktionen: Einerseits wird es zur Berechnung des konduktiven Wärmeübergangs zwischen aneinander angrenzenden Bauteilen verwendet. Andererseits berechnet das Modul den Wärmestrom, der sich durch Konduktion und anschließende freie Konvektion von einem außenliegenden Gehäuseteil an die Umgebungsluft ergibt. Die aus den Wärmeströmen resultierenden Temperaturänderungen werden von den Thermische-Masse-Modulen berechnet, wie im Abschnitt 2.1.3 beschrieben. Der Nutzer kann für die Berechnung der freien Konvektion die Umgebungstemperatur  $T_{\text{Gas}}$  entweder als Konstante vorgeben oder durch ein Randbedingung-Modul setzen.

Die Wandschichten werden als Hohlzylinder modelliert, wie in Abb. 2.15 dargestellt, da mit ihnen die meisten Anwendungsfälle gut approximiert werden können.

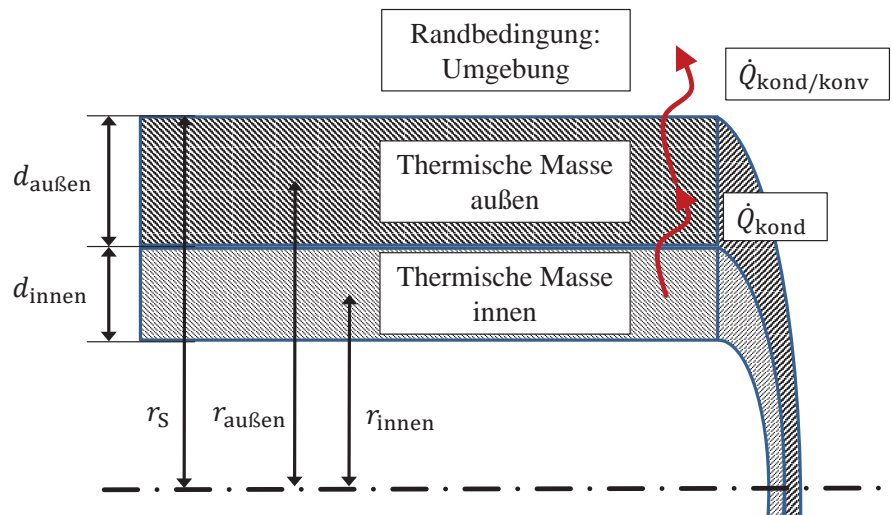


Abbildung 2.15.: Schemabild der beiden Anwendungsfälle des Wärmekopplungs-Moduls. Die berechneten Wärmeströme werden durch die beiden geschwungenen Pfeile symbolisiert. Die Strichpunktlinie ist die Symmetrielinie der beiden Hohlzylinder.

Im ersten Fall, der rein konduktiven Wärmeleitung zwischen zwei Hohlzylindern, ergeben sich die Wärmeleitwerte und der Wärmestrom zu [16]:

$$\alpha_{\text{kond,innen}} = \frac{2\pi L \lambda_{\text{innen}}}{\ln \left( \frac{r_{\text{innen}} + 0,5d_{\text{innen}}}{r_{\text{innen}}} \right)} \quad (2.86)$$

$$\alpha_{\text{kond,außen}} = \frac{2\pi L \lambda_{\text{außen}}}{\ln \left( \frac{r_{\text{außen}}}{r_{\text{außen}} - 0,5d_{\text{außen}}} \right)} \quad (2.87)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \frac{\alpha_{\text{kond,innen}} \cdot \alpha_{\text{kond,außen}}}{\alpha_{\text{kond,innen}} + \alpha_{\text{kond,außen}}} (T_{\text{TM,innen}} - T_{\text{TM,außen}}) \quad (2.88)$$

Wobei  $r_{\text{innen}}$  und  $r_{\text{außen}}$  jeweils für die mittleren Radien des inneren und äußeren Hohlzylinders stehen, wie in Abb. 2.15 dargestellt. Beide Hohlzylinder haben im Allgemeinen unterschiedliche Dicken  $d$  und Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda$  aber die gleiche Länge  $L$ .

## 2. SIMULATOR

---

Zur Berechnung des Wärmestroms an die Umgebungsluft ergibt sich der Wärmeleitwert der Konduktion analog zu:

$$\alpha_{\text{kond}} = \frac{2\pi \cdot L \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{r + 0,5d}{r}\right)} \quad (2.89)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion kann über die Nußelt-Zahl  $Nu$  bestimmt werden zu:

$$\alpha_{\text{konv}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{Gas}}}{L_{\text{chara}}} \quad (2.90)$$

Die charakteristische Länge  $L_{\text{chara}}$  wird abhängig von der Einbaulage des Zylinders gebildet. Bei vertikalem Einbau entspricht  $L_{\text{chara}}$  der Länge der Zylinders, wohingegen bei horizontalem Einbau der halbe Außenumfang ausschlaggebend ist:  $L_{\text{chara}} = \pi r_{\text{außen}}$ . Für die betrachteten Einbausituationen können  $Nu$ -Korrelationen aus der Literatur entnommen werden [16]. Im Unterschied zur erzwungenen Konvektion, die in Abschnitt 2.1.3 behandelt wird, hängt die Nußelt-Zahl der freien Konvektion auch von der Grashof-Zahl  $Gr$  ab, die ebenfalls dimensionslos ist:

$$Gr = \frac{g \cdot \rho^2 \cdot L_{\text{chara}}^3 \cdot |T_S - T_{\text{Gas}}|}{T_{\text{Gas}} \eta_{\text{dyn}}^2} \quad (\text{für ideales Gas}) \quad (2.91)$$

mit der Erdbeschleunigung  $g$ , der Temperatur der Umgebungsluft  $T_{\text{Gas}}$  abseits des Zylinders und der Temperatur an der Wandoberfläche des Zylinders  $T_S$ . Die ursprüngliche Definition der Grashof-Zahl sieht die Betragsbildung von  $T_S - T_{\text{Gas}}$  nicht vor. Durch die Betragsbildung wird der Spezialfall  $T_S < T_{\text{Gas}}$  mit berücksichtigt [34].

Alle Stoffgrößen in Gl. (2.90) und (2.91) werden für eine Gastemperatur  $T_{\text{Grenzschicht}}$  nahe der Wandoberfläche gebildet, die mit

$$T_{\text{Grenzschicht}} = 0,5 \cdot (T_S + T_{\text{Gas}}) \quad (2.92)$$

abgeschätzt wird [16]. Da die Oberflächentemperatur zu Beginn nicht bekannt ist, wird sie mit

$$T_S = 0,5 \cdot (T_{\text{TM}} + T_{\text{Gas}}) \quad (2.93)$$

angenähert. Tatsächlich bestimmt das Verhältnis von  $\alpha_{\text{konv}}$  und  $\alpha_{\text{kond}}$ , wie sich  $T_S$  zwischen der mittleren Zylindertemperatur  $T_{\text{TM}}$  und  $T_{\text{Gas}}$  einordnet. Da  $\alpha_{\text{konv}}$  im Gegensatz zu  $\alpha_{\text{kond}}$  flächenspezifisch ist, wird für die Verhältnisbildung der Gesamtwärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{konv,ges}}$  gebildet:

$$\alpha_{\text{konv,ges}} = 2\pi r_{\text{außen}} L \alpha_{\text{konv}} \quad (2.94)$$



Damit kann die Oberflächentemperatur mit Gl. (2.95) neu berechnet werden, um die dimensionslosen Größen und damit den  $\alpha_{\text{konv,ges}}$ -Wert zu korrigieren.

$$T_S = T_{\text{TM}} + (T_{\text{Gas}} - T_{\text{TM}}) \frac{\alpha_{\text{konv,ges}}}{\alpha_{\text{konv,ges}} + \alpha_{\text{kond}}} \quad (2.95)$$

Der Wärmestrom ergibt sich abschließend zu:

$$\dot{Q}_{\text{kond/konv}} = \frac{\alpha_{\text{konv,ges}} \cdot \alpha_{\text{kond}}}{\alpha_{\text{konv,ges}} + \alpha_{\text{kond}}} (T_{\text{Gas}} - T_{\text{TM}}) \quad (2.96)$$

### 2.4.7. Generator

Mit dem Generator-Modul wird der Generator abgebildet, der beim An- und Abfahrvorgang der MGT auch als Elektromotor fungiert. Das Modul bekommt über eine externe Schnittstelle, beispielsweise von einem Regler, eine mechanische Leistungsvorgabe  $P_{\text{mech,netto}}$ , mit der die Welle abgebremst (negativ) oder beschleunigt (positiv) wird. Das Modul berechnet auch eine Verlustleistung  $P_{\text{Gesamtverlust}}$ , die sich neben den Verlusten im Generator/Motor auch aus den Reibungsverlusten der Lager, den Verlusten der Leistungselektronik und aller Nebenaggregate, wie dem Brenngasverdichter und der Ölpumpe zusammensetzt. Die elektrische Leistung  $P_{\text{el}}$ , die an das Stromnetz abgegeben wird, berechnet sich damit zu:

$$P_{\text{el}} = -P_{\text{mech,netto}} - P_{\text{Gesamtverlust}} \quad (2.97)$$

Je nach Anwendung können unterschiedliche Generator-, Leistungselektronik- und Lagertypen sowie unterschiedliche Nebenaggregate zum Einsatz kommen. Daher wird kein festes Modell zur Berechnung von  $P_{\text{Gesamtverlust}}$  vorgegeben. Stattdessen verfügt das Modul über Schnittstellen, die dem Anwender eine einfache Implementierung maschinenspezifischer Verlustcharakteristiken erlauben. Über zwei Funktionsschnittstellen kann jeweils eine Gesamtverlustfunktion für den Generator- und für den Motorbetrieb vorgegeben werden, die von der Drehzahl und  $P_{\text{mech,netto}}$  abhängen. Ein Beispiel eines Gesamtverlustmodells wird in Abschnitt 3.3.3 für die T100 MGT beschrieben.

Mit Hilfe des Generator-Moduls können auch die Reibungsverluste einer frei drehenden Welle implementiert werden. Die Reibungsverluste werden hierfür über eine Randbedingung berechnet und als mechanische Leistungsvorgabe an das Generator-Modul übergeben.

## 2. SIMULATOR

---

Zusätzlich kann der Abwärmestrom des Generators/Motors berücksichtigt werden. Messdaten des T100 Prüfstands zeigen, dass der Abwärmestrom auf das Gehäuse hauptsächlich von der umgesetzten mechanischen Leistung  $P_{\text{mech,netto}}$  abhängt. Daher ist eine Schnittstelle für ein generator-/motorspezifisches Polynom von  $|P_{\text{mech,netto}}|$  implementiert, mit dem der Abwärmestrom berechnet und daraufhin beispielsweise der thermische Masse des Generatorgehäuses aufgeprägt werden kann.

## 2.5. Sonstige Module

### 2.5.1. PID-Regler

Für die Regelung der Drehzahl und der Prozesstemperaturen von MGTs bieten Proportional-Integral-Differenzial-Regler (PID-Regler) eine ausreichende Regelgüte. Zur Simulation des Systems wird mit dem PID-Regler-Modul ein zeitdiskreter PID-Regler mit Anti-Windup Funktion und eigener Taktrate nachgebildet.

Die Funktionsweise des zeitkontinuierlichen PID-Reglers wird in [2] beschrieben. Ziel des Reglers ist es, mit der Stellgröße  $u$  den Regelkreis so zu beeinflussen, dass die Abweichung  $e$  zwischen der Regelgröße (Istwert) und der Führungsgröße (Sollwert) verschwindet. Im zeitkontinuierlichen Fall ergibt sich  $u$  zu:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.98)$$

mit den Verstärkungsfaktoren des proportional  $K_p$ -, integral  $K_i$ - und differenzial  $K_d$ -Anteils.

Tatsächlich kommen zur Regelung der MGT Mikrocontroller zum Einsatz, die nicht stetig sondern zeitdiskret arbeiten. Um diesen Einfluss auf die Regelgüte zu berücksichtigen, wird Gl. (2.98) nicht durch den Integrator der Simulationsumgebung integriert, sondern in die für Mikrocontroller übliche zeitdiskrete Form überführt. Diese ergibt sich durch z-Transformation der Differenzialgleichung (2.98) in eine Differenzengleichung, wobei das Integral der Regelabweichung durch die Rückwärts-Rechteckregel umgeformt wird [50]:

$$e_{\text{Sum},i} = e_{\text{Sum},i-1} + e_i \quad (2.99)$$

$$u_i = K_p \cdot e_i + K_i \cdot e_{\text{Sum},i} \cdot \Delta t_{\text{RT}} + K_d \frac{(e_i - e_{i-1})}{\Delta t_{\text{RT}}} \quad (2.100)$$

mit der zeitlich kumulativen Summe der Regelabweichungen  $e_{\text{Sum}}$  und der Taktzeit des Reglers  $\Delta t_{\text{RT}}$ .

Abbildung 2.16 zeigt den zeitlichen Ablauf der Interaktion zwischen Regler und System. Der Wert der Regelgröße zum Zeitpunkt  $i$  wird erst zu Beginn der Berechnungen von Zeitpunkt  $i + 1$  ausgelesen. Nach der Taktzeit des Reglers wird die resultierende Stellgröße vom Regler gesetzt. Die Taktzeit muss daher der Simulationsschrittweite oder einem Vielfachen davon

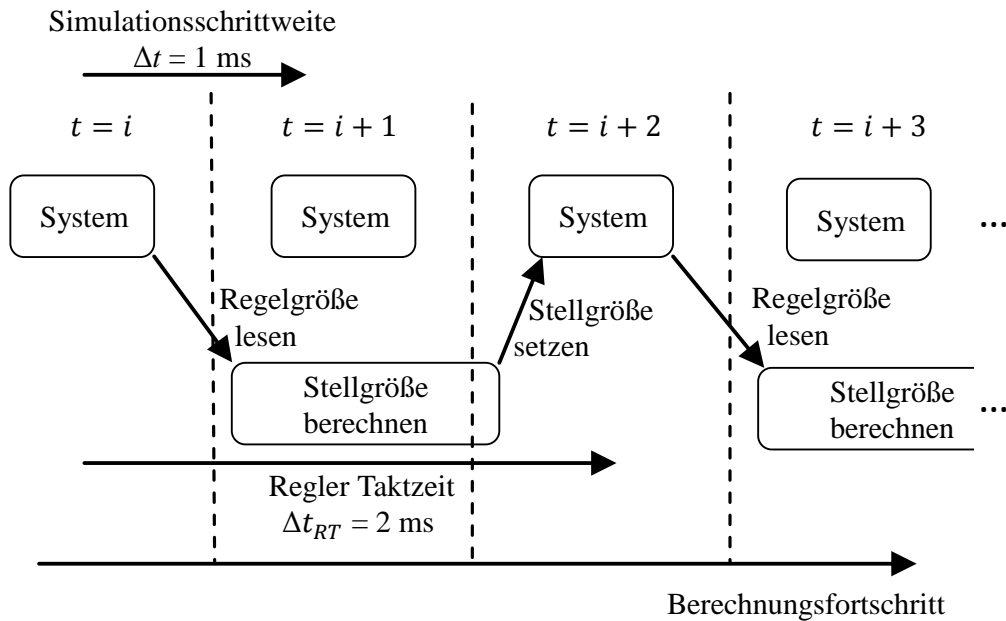


Abbildung 2.16.: Schematische Darstellung der Interaktion zwischen einem Regler-Modul und dem System, für eine Simulationsschrittweite von 1 ms und einer Regler-Taktzeit von 2 ms.

entsprechen. Damit wird einerseits garantiert, dass alle Berechnungen des Zeitschritts  $i$  abgeschlossen sind, bevor die Regelgröße eingelesen wird und andererseits wird ein direkter Durchgriff von der Regelabweichung auf die Stellgröße verhindert. Somit können verschachtelte Regelkreise erstellt werden, ohne dass die Berechnungsreihenfolge der Regler beachtet werden muss oder sich wechselseitigen Abhängigkeiten der Regler ergeben, die iterativ gelöst werden müssten.

Im Normalfall ist die Stellgröße nach oben und unten beschränkt, da beispielsweise der Brennstoffmassenstrom keine negativen Werte annehmen kann und der Maximalstrom ebenfalls beschränkt ist. Führt der Regler die Stellgröße in ihre Beschränkung, dann führt die verbleibende Regelabweichung dazu, dass der Integratoranteil des Reglers ( $K_i \cdot e_{\text{sum}}$ ) weiter ansteigt, ohne Einfluss auf die Stellgröße zu nehmen. Wechselt die Regelabweichung daraufhin ihr Vorzeichen, kann der Regler die Stellgröße nicht direkt aus der Beschränkung herausfahren, da sich der hohe Integratoranteil nur langsam abbaut.

Dieses Verhalten kann durch unterschiedliche Anti-Windup Methoden vermindert werden. Eine ausführlichere Behandlung der Methoden wird in [53] gegeben. Im Regler-Modul ist die ebenfalls in [53] beschriebene Conditional Integration Anti-Windup Methode implemen-

tiert, wodurch das Update von  $e_{\text{Sum}}$  aus Gl. (2.99) entfällt, sobald die jeweilige Stellgrößenbeschränkung erreicht wird.

### **2.5.2. Randbedingungen**

Mit dem Randbedingungs-Modul können auf unterschiedliche Arten Systemrandbedingungen vorgegeben werden. Im Gegensatz zu anderen Modulen ist die genutzte Schnittstellenart nicht vorgegeben, sodass die Randbedingung ein Gasstrom, ein Wärmestrom, eine mechanische Kopplung oder ein Steuersignal darstellen kann.

Im einfachsten Fall kann der Nutzer vorgeben, dass die Randbedingung ihre Anfangsbedingungen konstant beibehält. Ebenso können gemessene Signalverläufe aufgeprägt werden oder beliebige Nutzerfunktionen implementiert werden, die sowohl von gemessenen als auch von simulierten Größen abhängen können.

### 3. Validierung

Nachdem der Simulator im vorherigen Kapitel vorgestellt wurde, wird nun untersucht, mit welcher Güte er das Verhalten einer realen MGT wiedergeben kann. Die T100 MGT Serie 3 der Firma Turbec dient als Basis dieser Untersuchung, da das Institut für Verbrennungstechnik über einen instrumentierten T100 MGT-Prüfstand verfügt und somit detaillierte Messdatensätze vorliegen.

Zu Beginn wird der T100 MGT Prüfstand vorgestellt und auf die Eignung der Messdaten zur Kalibrierung und Validierung des MGT-Modells eingegangen. Daraufhin wird unter Berücksichtigung der konstruktionsspezifischen Details der T100 MGT-Teilmodelle und ein Gesamtmodell der Anlage erstellt und beschrieben, wie die Modellparameter identifiziert bzw. angepasst werden. Die Validierung des Gesamtmodells erfolgt anschließend anhand stationärer und transienter Betriebsdaten. Abschließend wird die Konservativität bezüglich Energie und Masse sowie die Rechengeschwindigkeit des Simulators analysiert.

### 3.1. MGT-Prüfstand und Messdatenanalyse

Das DLR-Institut für Verbrennungstechnik verfügt über einen detailliert instrumentierten Prüfstand einer T100 PH Serie 3 MGT der Firma Turbec (heute: Ansaldo Energia). Der Prüfstand wird zur Untersuchung und Optimierung der MGT und zur Erprobung neuer Anlagenkonzepte eingesetzt. Die MGT erreicht eine elektrische Nennleistung von 100 kW [66]. Die PH-Konfiguration (power and heat) verfügt neben dem Rekuperator über einen zusätzlichen Wärmeübertrager, der eine thermische Nennleistung von 165 kW aus dem Abgastrakt auf einen Heizkreislauf abführt. Dieser Wärmetauscher ist jedoch nicht Teil des Prüfstands. Abbildung 3.1 zeigt ein Schnittbild der MGT mit Gaspfad.

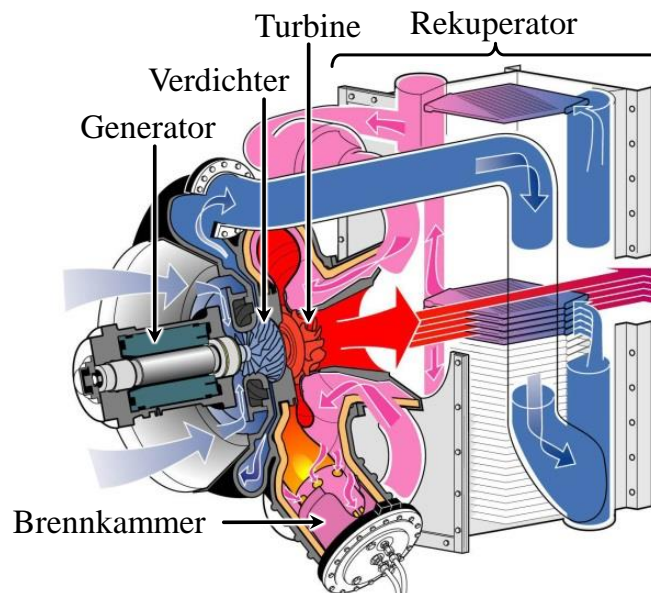


Abbildung 3.1.: Schematisches Schnittbild der MGT [8].

Der Betrieb der MGT wird über zwei Regelkreise stabilisiert. Zum einen wird die Generatorleistung variiert, um die gewünschte Drehzahl einzustellen. Zum anderen wird der Brenngasmassenstrom variiert, um im stationären Betrieb eine konstante  $TOT$  von ca. 918 K zu erreichen [39]. Zusätzlich verfügt die MGT über einen Schutzmechanismus, der bei einer Überlastung des Generators die  $TOT$  und damit die vom Generator abzuführende Leistung reduziert. Im Fall einer zu geringen Leistungsabnahme reduziert der Schutzmechanismus die Drehzahl [77].

In der Messdatenerfassung wird neben der Drehzahl die elektrische Austrittsleistung, relative Umgebungsluftfeuchte und alle für den Prozess relevanten Druck-, Temperatur- und Mas-

### 3. VALIDIERUNG

---

senstromdaten aufgezeichnet. Ebenso wird die Zusammensetzung des Brenn- und Abgases analysiert. Eine detaillierte Beschreibung der ursprünglichen Instrumentierung des Prüfstands gibt [40]. Zusätzlich zu der in [40] beschriebenen Instrumentierung werden weitere Modifikationen durchgeführt, um die inhomogene Temperaturverteilungen stromab der Brennkammer besser zu erfassen. Hierfür wird das Temperaturprofil vor den Messstellen am Turbineneinlass homogenisiert, indem ein um 50 cm verlängertes Flammrohr zum Einsatz kommt [31]. Die Modifikation ist in Abb. 3.2 a) - b) dargestellt. Die inhomogenen Temperaturprofile am Turbinenaustritt und Kamineintritt werden mit Multithermoelementfühlern erfasst, die 10 (Turbinenaustritt) bzw. 20 (Kamineintritt) über den Strömungsquerschnitt verteilte Messstellen umfassen [33].

Der zuvor eingesetzte Coriolis-Durchflussmesser ist aufgrund von Vibrationen der MGT nicht optimal geeignet um den Luftmassenstrom zu erfassen. Daher wird für die Validierungsmessungen ein geeigneterer Staurohr-Durchflussmesser (SDF-Sonde) der Firma SKI verwendet.

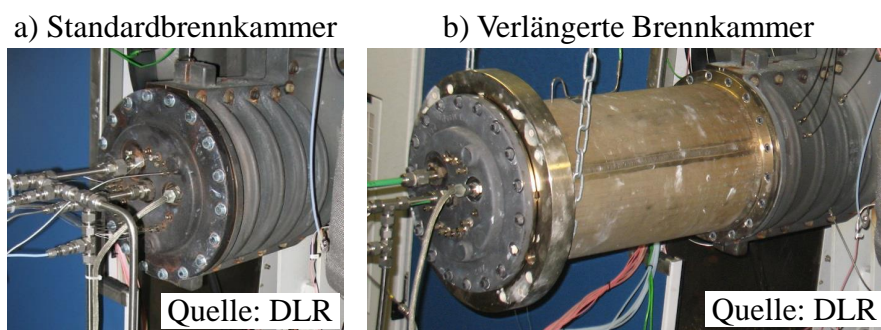


Abbildung 3.2.: Turbec T100 MGT-Prüfstand. Bild a) Eingebaute Brennkammer im Originalzustand; Bild b) Brennkammer mit verlängertem Flammrohr.

Die Positionen der Druck- und Temperaturmessstellen in der Anlage werden in Abb. 3.6, 3.7 und 3.8 ab Seite 83 gezeigt. Die Messgenauigkeiten der am T100 MGT-Prüfstand angebrachten Messinstrumente sind in Tab. 3.1 aufgeführt. Dabei muss beachtet werden, dass die Bestimmung der mittleren Gastemperatur aufgrund von Inhomogenitäten in der Temperaturverteilung mit größeren Unsicherheiten behaftet sein kann. Auch bei der Bestimmung des statischen Drucks können zusätzliche Abweichungen auftreten, da der Anströmwinkel der Messsonden nicht immer genau bekannt ist. So kann beispielsweise bei der Messung des statischen Drucks auch ein Anteil des dynamischen Drucks in die Messung einfließen.



Messwert	Messgenauigkeit
Luftmassenstrom	$\pm 1,5 \%$
Brenngasmassenstrom	$\pm 0,4 \%$
Temperatur	$\pm 0,85 \%$
Druck	$\pm 4 \text{ mbar}$

Tabelle 3.1.: Messgenauigkeit der am T100 MGT-Prüfstand angebrachten Messeinrichtungen nach Angaben der Hersteller und [76].

Der Aufbau, die Instrumentierung und die Messdatenerhebung stellen keinen Teil dieser Arbeit dar. Wichtiger Bestandteil der Arbeit ist jedoch die Analyse der Messdaten, die begleitend und nachfolgend zu den Messungen durchgeführt wird.

Die Messkampagne umfasst zwei Messtage. Abbildung 3.3 zeigt im oberen Bereich die durchgeführten Lastmodulationen, die anhand der Drehzahl relativ zur Maximaldrehzahl ( $70.000 \text{ min}^{-1}$ ) dargestellt werden. In beiden Zeitachsen markiert der Nullpunkt den Beginn des Validierungszeitraums. Zur besseren Vergleichbarkeit verwenden alle nachfolgenden Zeitverlaufs-Abbildungen dieselbe Zeitskala.

Am ersten Messtag wird die MGT auf den niedrigsten Lastpunkt bei 80 % der Maximaldrehzahl angefahren. Nach einer Durchwärmzeit von circa 160 Minuten wird die Drehzahl in 5 %-Punkt-Schritten bis zur Maximaldrehzahl erhöht. Am zweiten Messtag werden nach einem Kaltstart auf die Maximaldrehzahl an- und absteigende Lastwechsel von 5 %, 10 % und 20 % der Maximaldrehzahl durchgeführt.

Zu Beginn wird der Luftmassenstrom betrachtet, da er eine maßgebliche Rolle im MGT-Prozess spielt und unter anderem die Druckverluste, die Verbrennung und das Verhalten der Strömungsmaschinen beeinflusst. Die Luftmassenstromaufzeichnungen des ersten Messtags sind aufgrund eines Fehlers beim Einbau der SDF-Sonde nicht korrekt. Die Abweichung wurde durch die begleitende Messdatenanalyse noch am selben Tag identifiziert. Der Luftmassenstrom des zweiten Messtags liegt daher fehlerfrei vor.

Um für die Validierung auch den Luftmassenstrom des ersten Messtags verwenden zu können, wird dieser durch eine Sauerstoffbilanz ermittelt. Hierfür wird die Zusammensetzung der Luft berechnet, ausgehend von der Zusammensetzung trockener Luft und der gemessenen Luftfeuchte und -temperatur. Der Brenngasmassenstrom und die -zusammensetzung sind aus den Messungen bekannt. Mit diesen Daten und dem in Abschnitt 2.4.2 beschriebenen Verbrennungsmechanismus kann der Luftmassenstrom bestimmt werden, für den der resultierende Sauerstoffanteil im Abgas mit dem gemessenen übereinstimmt.

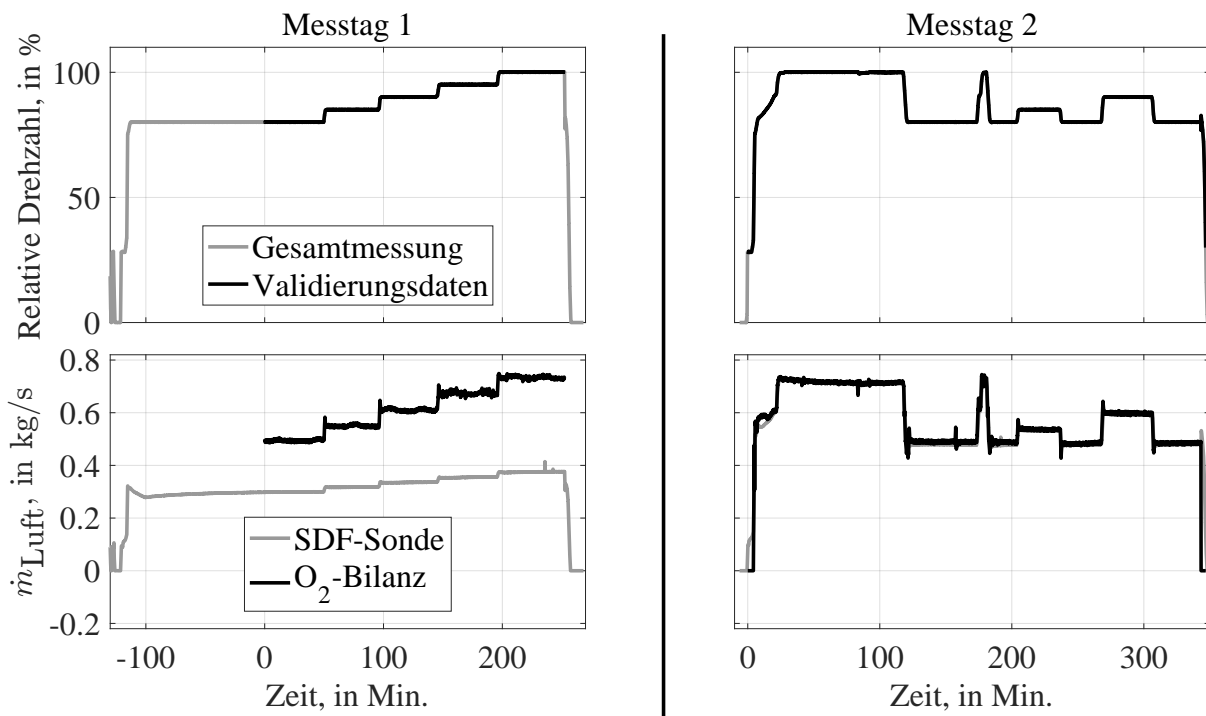


Abbildung 3.3.: Drehzahl- und Massenstromverlauf der beiden Messtage. Die Daten der SDF-Sonde des ersten Messtags sind fehlerhaft. Der Luftmassenstrom wird daher für den ersten Messtag anhand der  $O_2$ -Bilanz berechnet. Die zur Validierung verwendeten Zeitbereiche sind in den oberen Diagrammen schwarz gekennzeichnet.

Die Messung der Abgaszusammensetzung erfolgt jedoch nicht instantan, sondern erst nachdem das Abgas den Rekuperator durchströmt und durch eine etwa 9 m lange, beheizte Zuleitung das Gasanalysegerät der Firma ABB erreicht. Die zur Berechnung der Sauerstoffbilanz benötigten Abgasanalysedaten werden somit nur verzögert aufgenommen. Hochdynamische Veränderungen des Luftmassenstroms können daher nur mit der SDF-Sonde erfasst werden. So zeigt Abb. 3.3 im unteren Bereich, dass die mit der Sauerstoffbilanz berechneten Werte bei dynamischen Manövern unphysikalische Überschwingungen aufweisen, die in den Messdaten der SDF-Sonde nicht auftreten. Daher wird der Datensatz des ersten Messtags nicht zur Identifikation der Dynamikparameter verwendet.

Zur Berechnung der Sauerstoffbilanz müssen die Ausbrenngrade abgeschätzt werden. Da diese wie in Abb. 3.4 gezeigt während des Anfahrvorgangs stark variieren können, ist die Methode nicht zur Untersuchung des Anfahrmanövers geeignet. Wenn kein Brenngas verbrannt

wird, ändert sich der Sauerstoffgehalt nicht. Daher kann die Methode während des Abfahrvorgangs ebenfalls nicht eingesetzt werden.

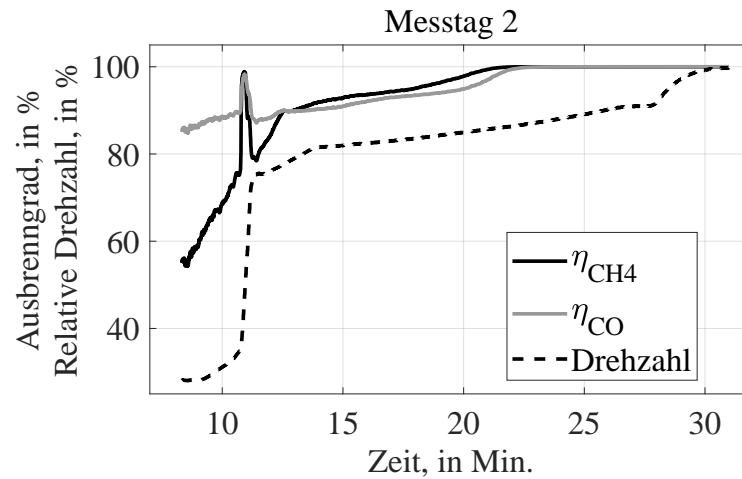


Abbildung 3.4.: Drehzahl und Ausbrenngrade der Brennkammer während des Anfahrvorgangs am zweiten Messtag.

Das An- und das Abfahrmanöver des ersten Messtags wird daher nicht untersucht und nur der in Abb. 3.3 links oben schwarz markierte Bereich für die Validierung berücksichtigt. Die Methode der Sauerstoffbilanzierung wird ebenfalls auf Daten des zweiten Messtags angewendet, um die fehlerfreie Funktion der SDF-Sonde zu überprüfen (siehe Abb. 3.3 rechts unten). Da die berechneten und gemessenen Luftmassenströme weitgehend übereinstimmen, werden die Daten der SDF-Sonde für diesen Messtag verwendet.

Durch den Einbau des verlängerten Flammrohrs kommt es zu einer internen Leckage, durch die ein Teil der Frischluft am Brenner vorbei zur Turbine strömt. Die dadurch verursachte Strähigkeit der Abgastemperatur am Turbineneinlass ist in Abb. 3.5 links dargestellt. Das Phänomen zeigt sich auch im Brennkammerdruckverlust (Abb. 3.5 rechts), der an beiden Messtagen deutlich unterhalb des regulären Druckabfalls von 5,66 % [31] des Brennkammerinlassdrucks im Volllastpunkt liegt.

Über die Zusammensetzung des Abgases wird der Einfluss der Leckage auf die Ausbrenngrade der Brennkammer ermittelt. In den stationären Betriebspunkten zeigt sich kein signifikanter Einfluss der Leckage auf die Ausbrenngrade. Wie jedoch in Abb. 3.4 zu sehen ist, beeinträchtigt die Leckage während des Anfahrvorgangs den Ausbrand von  $CH_4$  und  $CO$ .

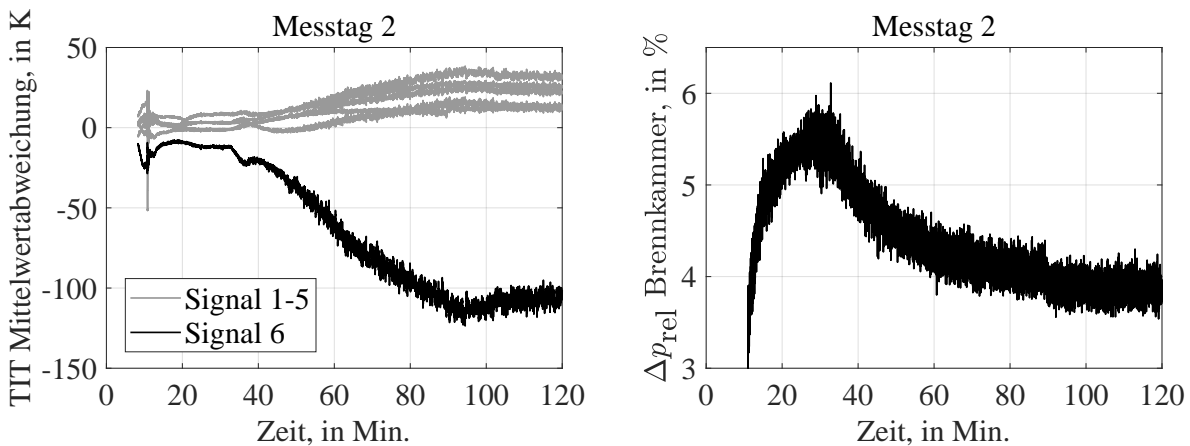


Abbildung 3.5.: Temperatursträhigkeit der *TIT* (linkes Diagramm) und Schwankung des relativen Brennkammerdruckverlusts (rechtes Diagramm) während und nach dem Anfahrvorgang am zweiten Messtag (vgl. Abb. 3.3.)

Die Leckage wird für die Simulation nicht modelliert. Um dennoch die schwankenden Ausbrenngrade zu berücksichtigen, wird ihr zeitlicher Verlauf dem Brennermodul als Randbedingung übergeben. Das Abgasanalysegerät benötigt zur Detektion der einzelnen Spezies unterschiedlich viel Zeit, wodurch neben dem bereits beschriebenen Zeitversatz ein zusätzlicher, speziesspezifischer Zeitversatz auftritt. Der zeitliche Verlauf der Ausbrenngrade ist daher nur ungenau bekannt.

Die zeitliche Auflösung der Messdaten beträgt 0,5 s. Somit sind transiente Übergänge, wie beispielsweise Aufwärmvorgänge der Maschine oder das Ansteigen des Drucks bei stetiger Beschleunigen der Welle, gut beobachtbar. Schnelle Transienten, wie hochfrequente Druck-, Massenstrom- oder Drehzahloszillationen, werden jedoch nicht aufgelöst.

In einem nachfolgenden Experiment kam es zu einem Defekt an der Turbine, daher liegen keine weiteren, geeigneten Messdatensätze zur Auswertung vor. Für die Validierung werden daher, aufgrund der eingeschränkten Datenlage, die gleichen Messdaten verwendet, die auch zur Parameteridentifikation eingesetzt werden. Da die Messdaten alle Lastpunkte und eine Vielzahl von unterschiedlichen Lastwechseln sowie An- und Abfahrmanöver beinhalten, kann dennoch davon ausgegangen werden, dass mit dem Vorgehen ein weiterer Gültigkeitsbereich des Modells validiert werden kann.

## 3.2. Anlagenmodell

Für die Validierung des Simulators wird aus den im Kapitel 2 vorgestellten Simulationsmodulen ein Modell des Turbec T100 Prüfstands aufgebaut. Mit einem Gesamtmodell alleine lassen sich jedoch einige Modellparameter nur schwer bestimmen, da sich Abweichungen gegenseitig beeinflussen und überlagern. Wird beispielsweise durch ein fehlerhaftes Strömungsmaschinenkennfeld ein zu geringer Massenstrom berechnet, können die Druckabfälle zwischen Messung und Simulation nicht mehr direkt verglichen werden. Daher werden neben dem Gesamtmodell drei Teilmodelle der Anlage erstellt. Diese bilden den Verdichterbereich, den Rekuperator und den Bereich, der die Brennkammer und die Turbine umfasst, ab. Mit geeigneten Randbedingungen können daraufhin die Modellparameter der Bauteilgruppen entkoppelt vom restlichen Anlagenmodell bestimmt werden.

Die Abkürzungen, die in den Modulschaltplänen verwendet werden, sind in der Nomenklatur ab S. 6 aufgeführt. Um die Übersichtlichkeit zu verbessern, werden Wärmekopplungsmodule nicht explizit in den Plänen aufgeführt.

### 3.2.1. Verdichterbereich

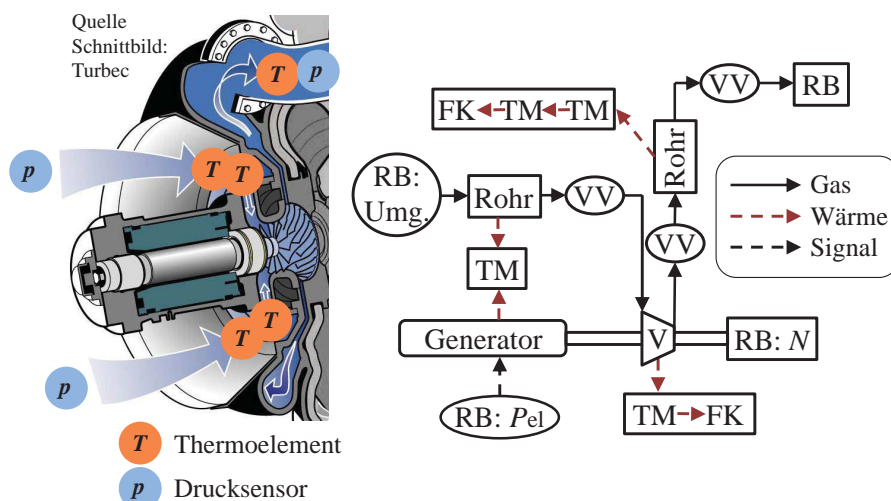


Abbildung 3.6.: Schnittbild und Modulschaltplan des Verdichterbereichs (gesamtes Schnittbild Schema siehe Abb. 3.1, S. 77).

Abbildung 3.6 zeigt im linken Bereich ein Schnittbild, in dem der Verdichterbereich farblich hervorgehoben ist und die Positionen der Messstellen eingetragen sind. Das Teilmodul beinhaltet ebenfalls die Einlassstrecke der MGT. Diese ist in Abb. 3.6 nicht dargestellt und umfasst den Zuleitungskanal, den Luftfilter sowie das Kabinett um den Generator. Die Einlassstrecke wird durch ein adiabates Rohr stromaufwärts des Verdichters abgebildet. Der Generator gibt einen Teil seiner Abwärme an einen Ölkreislauf ab. Die restliche Abwärme wird über das Generatorgehäuse an die Luft am Verdichtereinlass abgegeben [31]. Der Verdichter steht über seine Austrittsvolute im Wärmeaustausch mit der Umgebung.

Auf den Verdichter folgt stromab ein außenisoliertes Rohr, in dem die SDF-Luftmassenstromsonde untergebracht ist. Die Bezeichnung „Rohr  $\rightarrow$  TM  $\rightarrow$  TM  $\rightarrow$  FK“ im Modulschaltplan aus Abb. 3.6 beschreibt das Wärmeverlustmodell. Die Rohrströmung überträgt Wärme auf den Rohrmantel, der wiederum mit einer Isolationsschicht verbunden ist. Mantel und Isolation werden, wie zuvor in Abschnitt 2.4.6 beschrieben, durch jeweils ein Thermische-Masse-Modul (TM) abgebildet, die untereinander durch ein Wärmekopplungsmodul verbunden sind. Die Isolationsschicht leitet Wärme an die Umgebung über ein weiteres Wärmekopplungs-Modul, das mit FK für freie Konvektion bezeichnet wird (vgl. Abb. 2.5, S. 40).

Über die Wahl der Randbedingungen können verschiedene Tests durchgeführt werden. So kann beispielsweise unter Vorgabe des Umgebungsdrucks an der Einlassrandbedingung und des Auslaufmassenstroms an der Auslassrandbedingung geprüft werden, ob das korrekte Druckverhältnis über den Verdichter erzielt wird. Wird der gemessene Massenstrom auf diese Weise aufgeprägt, resultieren Fehler im Verdichterkennfeld allein in einer Abweichung des Druckverhältnisses zwischen Simulation und Messung. In der Gesamtsystems simulation sind Abweichungen des Verdichterkennfelds im Druckverhältnis weniger sichtbar, da sie immer mit einer Massenstromänderung einhergehen.

Um auch im Teilsystem diesen Aspekt zu approximieren, kann durch die Auslassrandbedingung ein Luftmassenstrom  $\dot{m}_{RB}$  nach Gl. (3.1) aufgeprägt werden. Abweichungen des Verdichterkennfelds resultieren damit zu gleichen Anteilen in einer relativen Abweichung des Massenstroms (siehe Gl. (3.8), S. 101) und des Druckverhältnisses zwischen Simulation und Messung.

$$\dot{m}_{RB} = \dot{m}_{mess} \cdot \left( 1 + \frac{p_{aus,sim} - p_{aus,mess}}{p_{aus,mess}} \right) \quad (3.1)$$

### 3.2.2. Rekuperatorbereich

Der Rekuperatorbereich umfasst den Rekuperator einschließlich der Einlassdiffusoren und Auslasssammlern, die im Rekuperator-Modul mit berücksichtigt werden. Durch die in Abb. 3.7 rechts gezeigte Verschaltung der Randbedingungen kann jeweils der Einlassdruck und der Auslassmassenstrom beider Gaspfade vorgegeben werden.

Das Wärmeverlustmodell berücksichtigt Wärmeströme vom Rekuperatorkern über das Druckgehäuse an die Außenisolation und freie Konvektion an die Umgebung. Die hierfür in Abb. 3.7 verwendete Darstellung „Rekuperator → TM → TM → FK“ steht, im Gegensatz zu den Wärmeverlusten aller sonstiger Bauteilgruppen, nicht für die Implementierung der jeweiligen Thermische-Masse- und Wärmekopplung-Module, da die Berechnungen direkt vom Rekuperator-Modul durchgeführt werden. Im realen Rekuperator wird die aufgewärmte Frischluft über zwei Auslässe abgeführt, die im Model zu einem Auslass zusammengefasst sind.

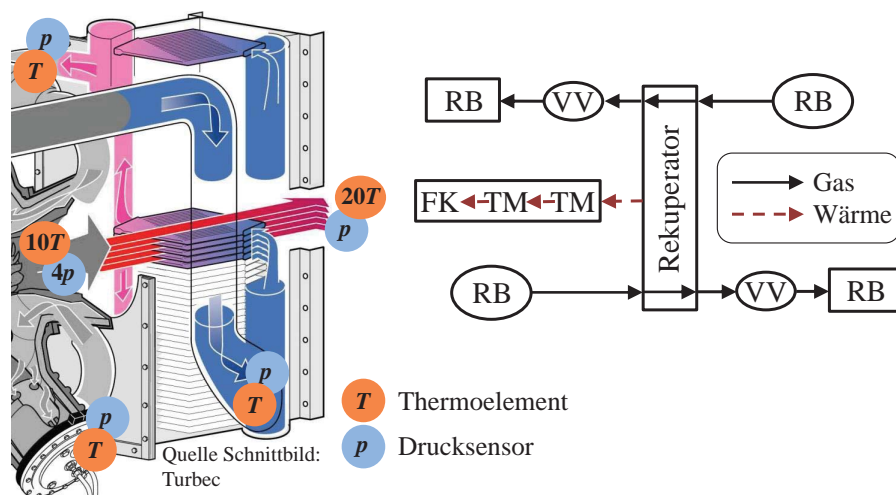


Abbildung 3.7.: Schnittbild Schema und Modulschaltplan des Rekuperatorbereichs.

### 3.2.3. Brenner- und Turbinenbereich

Bei der Turbec T100 MGT wird die Turbinenvolute durch die vorgewärmte Frischluft aus dem Rekuperator gekühlt. Das heiße Abgas aus der Brennkammer gibt somit Wärme über die Turbinenvolute zurück an den stromaufwärts verlaufenden Luftmassenstrom vom Rekuperator. Das Einbauschema ist im linken Bereich von Abb. 3.8 dargestellt.

### 3. VALIDIERUNG

Aufgrund dieses Wärmestroms und der resultierenden wechselseitigen Abhängigkeit der Komponenten ist es vorteilhaft Brenner- und Turbinenbereich als eine Bauteilgruppe zu modellieren. Zudem zeigen die Messdaten eine Strähnigkeit im Temperaturprofil des Brennkammereintritts, wodurch mit nur zwei Thermoelementen die mittlere Brennkammereintrittstemperatur nicht genau bestimmt werden kann (in Abb. 3.8 mit  $T^*$  gekennzeichnet). Da beide Komponenten gemeinsam abgebildet werden, wird diese ungenaue Temperaturmessung nicht als Einlassrandbedingung der Brennkammer benötigt.

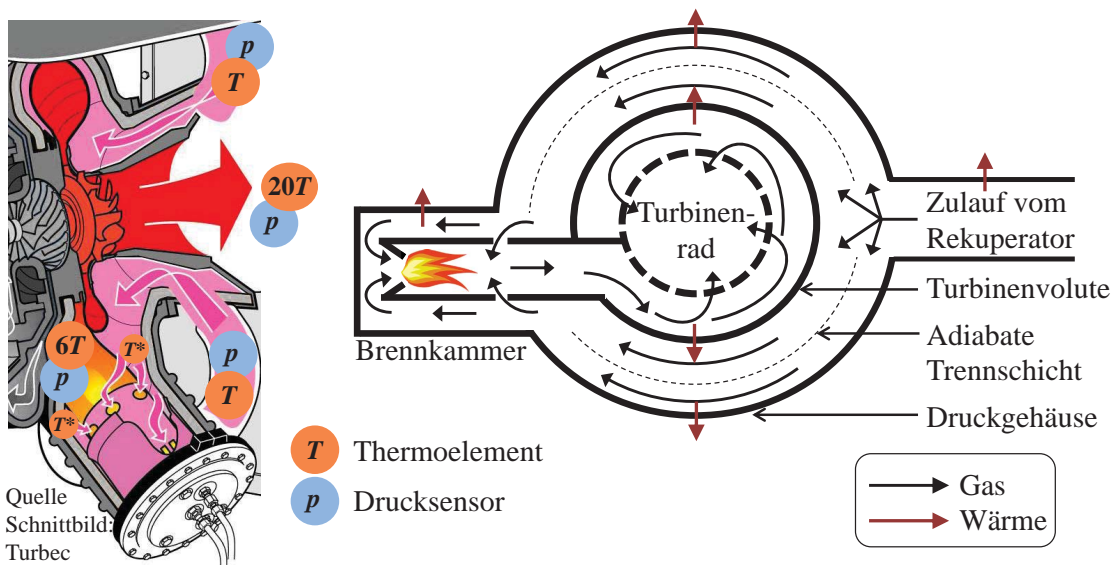


Abbildung 3.8.: Brennkammer- und Turbinenbereich der Turbec T100. Das Schnittbild veranschaulicht die Strömungsführung und die Positionen der Messstellen. Die aufgrund von Temperatursträhnigkeiten nicht genutzten Messstellen sind mit  $T^*$  gekennzeichnet. Das rechte Schema zeigt eine abstrahierte Ansicht der Bauteilgruppe, die den Modellierungsansatz verdeutlicht.

Die vorgewärmte Frischluft vom Rekuperator nimmt einerseits Wärme von der Turbinenvolute auf und gibt andererseits Wärme an das äußere Druckgehäuse ab. Um beide Wärmeströme abzubilden wird der in Abb. 3.8 rechts dargestellte Modellierungsansatz verfolgt. Hierbei wird der Luftstrom vom Rekuperator zum Brennkammereinlass in zwei Teilströme zerlegt. Der äußere Teilstrom gibt Wärme an das Druckgehäuse ab, während der innere Wärme von der Turbinenvolute aufnimmt. Vor der Brennkammer werden daraufhin beide Teilströme in einem Verbindungsvolumen vermischt. Die beiden Gasströmungen im Druckgehäuse und die Strömung in der Volute der Turbine werden durch die drei in Abb. 3.9 übereinanderliegenden



Rohr-Module abgebildet. Dazwischen befindet sich ein Thermische-Masse-Modul, das die thermische Trägheit der Volute berücksichtigt.

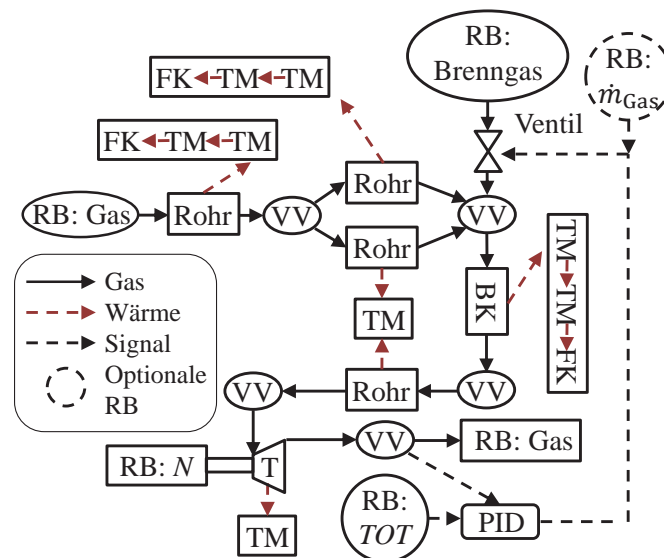


Abbildung 3.9.: Modulschaltplan zur Untersuchung des Brennkammer- und Turbinenbereichs der Turbec T100 MGT.

Das außen liegende Turbinendruckgehäuse ist stromaufwärts durch zwei Rohre mit dem Rekuperator verbunden. Die beiden Rohre sind geometrisch ähnlich und verfügen über die gleiche Außenisolation. Daher werden sie zur schnelleren Berechnung durch ein einzelnes Rohr mit gleicher Länge aber verdoppelter Strömungsquerschnittsfläche modelliert. Stromabwärts von der Turbinenvolute liegt das Turbinenrad, das mit einem Strömungsmaschinen-Modul abgebildet wird. Die Wärmekapazität des Turbinenrads wird mit dem in Abb. 3.9 unterhalb der Turbine eingezeichneten Thermische-Masse-Modul dargestellt.

Die Randbedingungen des Gasstroms entsprechen denen der Verdichterbaugruppe, wobei eine zusätzliche Randbedingung den Vordruck und die Zusammensetzung des Brenngases festlegt. Der Brenngasmassenstrom wird von einem PID-Regler eingestellt, mit dem die *TOT*-Vorgabe einer Randbedingung umgesetzt wird. Optional kann der Brenngasmassenstrom auch direkt über eine Randbedingung am Ventil eingestellt werden, um beim Abfahrvorgang den abrupten Brenngasstopp abzubilden.

### 3.2.4. Gesamtmodell

Das Gesamtmodell vereint die drei zuvor beschriebenen Teilmodelle zu einem Gesamtanlagenmodell, das in Abb. 3.10 dargestellt ist. Im Gegensatz zu den Einzelmodellen wird die Drehzahl nicht von einer Randbedingung direkt vorgegeben. Sie ergibt sich durch die an der Welle angreifenden Kräfte und der Rotationsträgheit der rotierenden Bauteile. Um dem Drehzahlverlauf einer Messung in der Simulation zu folgen, wird dieser über eine Randbedingung als Sollwert an den Drehzahl-PID-Regler übergeben, der darauf basierend eine entsprechende Leistungsanforderung an den Generator stellt.

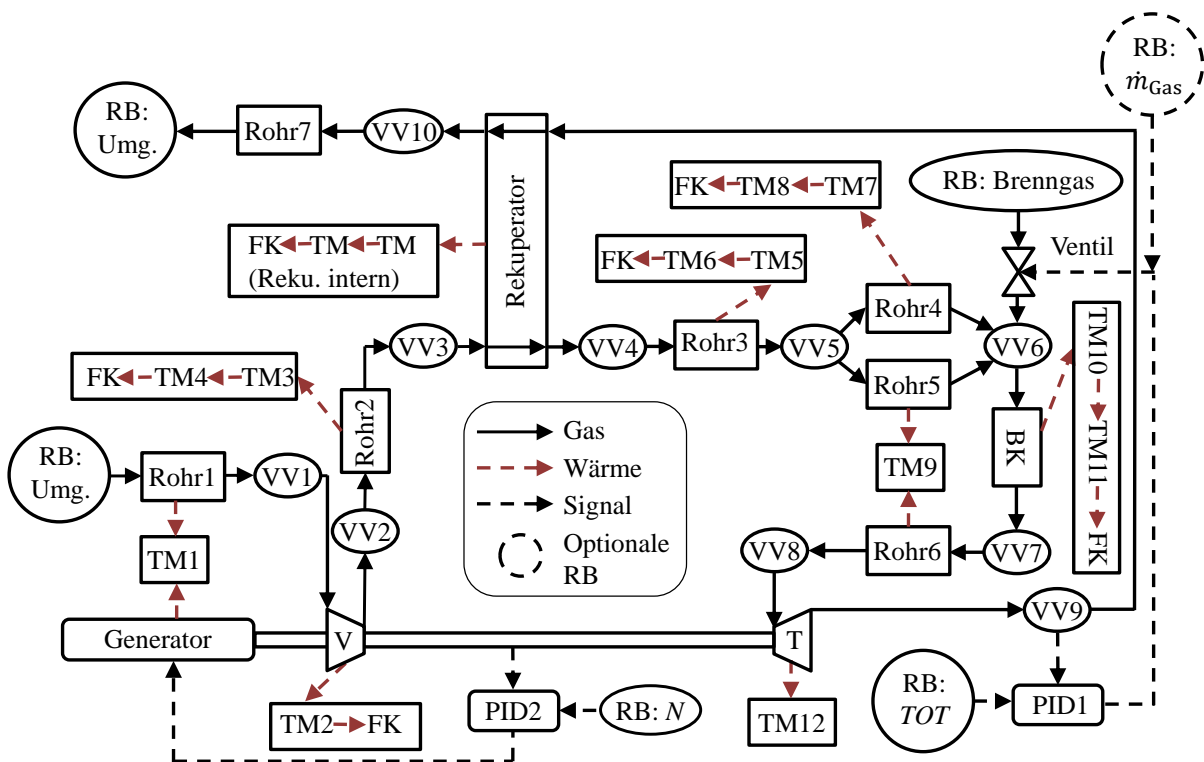


Abbildung 3.10.: Gesamtmodulschaltplan der Turbec T100 MGT.

### 3.3. Modellparameter

Die Simulationsparameter des Turbec T100 MGT-Modells können zunächst in zwei Kategorien eingeteilt werden. Einige Parameter lassen sich unmittelbar bestimmen. Sie werden durch das Ausmessen von Bauteilgeometrien bestimmt, können direkt aus Messdaten abgeleitet werden oder finden sich in Herstellerangaben, wie beispielsweise Materialeigenschaften oder die Strömungsmaschinenkennfelder. Diese Parameter werden als „direkte Parameter“ bezeichnet und zuerst bestimmt. Die verbleibenden „indirekten Parameter“ können nicht direkt aus den vorhandenen Messgrößen ermittelt werden, wie beispielsweise Nusselt-Korrelationen oder die Parameter des Regelsystems. Um sie zu bestimmen, werden Parameterstudien mit dem Simulator durchgeführt und deren Ergebnisse mit den Messdaten verglichen.

Die indirekten Parameter können wiederum in zwei Kategorien unterteilt werden. Für einen Teil dieser Parameter ist eine Simulation der jeweiligen Bauteilgruppe ausreichend, um die Parameterwerte zu bestimmen. So kann beispielsweise der Wärmeverlust einer Rohrleitung auch entkoppelt vom Gesamtsystem untersucht werden.

Die verbleibenden Parameter, wie beispielsweise Parameter der Anlagenregelung, sind vom Gesamtsystemverhalten abhängig und können daher erst durch Simulationen der kompletten MGT ermittelt werden, nachdem alle Parameter der anderen Kategorien bestimmt sind. Eine Übersicht der Parameterkategorien und des Identifikationsablaufs gibt Abb. 3.11.

#### 3.3.1. Direkt bestimmbare Parameter

Die Geometriedaten der Bauteile bilden eine wichtige Grundlage zur Parametrisierung des Anlagenmodells. Sie sind notwendig um beispielsweise das Gasvolumen innerhalb der Komponenten und die Wärmekapazitäten ihrer Bauteilwände abzuschätzen. Da 0D-Modelle zum Einsatz kommen und die realen Geometrien auf äquivalente, zylindrische Rohre vereinfacht werden, sind grobe Geometriekenntnisse der Bauteile ausreichend. Die Bauteilabmessungen der Anlage werden zum Großteil aus vorhandenen Plänen des Herstellers und Zulieferern sowie aus Plänen von Kollegen, die den Prüfstand vermessen haben, entnommen. Die fehlenden Geometriedaten werden direkt am Prüfstand gemessen, wobei die Vermessung des Rekuperators durch Literaturangaben [54] und Patentschriften [46] ähnlicher Wärmeübertrager überprüft und ergänzt wird, um die im Anhang A aufgelisteten Größen zu erfassen. Das

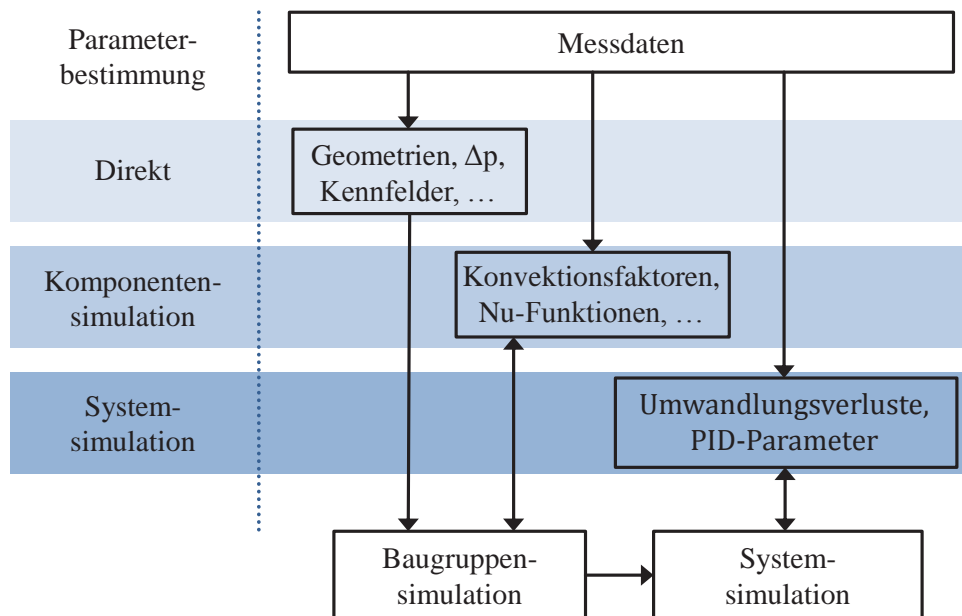


Abbildung 3.11.: Schema der Parameteridentifikation. Bidirektionale Pfeile kennzeichnen Parametergruppen, die durch Hilfe von Parameterstudien mit den jeweiligen Simulationsmodellen ermittelt werden.

Trägheitsmoment der Welle und aller mitrotierender Komponenten wird durch Annahmen der Materialdichten und Geometriemessungen mit  $J = 0,0083 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  approximiert.

Zur Simulation der Wärmeleitung durch Gehäuseteile werden neben den Geometrien auch Daten der spezifischen Wärmekapazitäten und Wärmeleitwerte der Bauteilwände benötigt. Diese Materialeigenschaften werden in der Regel von den Herstellern der Werkstoffe angegeben. Die Daten werden für alle Bauteile im Anhang A aufgelistet.

Weitere direkt bestimmbare Parameter sind die Druckverlustparameter der Rohre, der Brennkammer und der beiden Rekuperatorseiten im Auslegungspunkt. Die Parameter ergeben sich aus den experimentell ermittelten Druckabfällen nach dem in Abschnitt 2.4.1 vorgestellten Verfahren. Eine detaillierte Auflistung der gemessenen Druckverluste liefert Anhang A; eine Übersicht gibt Tab. 3.2. Die relativen Druckverlustangaben ( $\Delta p_{rel}$ ) beziehen sich immer auf den Eintrittsdruck des jeweiligen Abschnitts.

Tabelle 3.2.: Maßgebliche relative Druckverluste des T100 MGT-Prüfstands. Der niedrige Druckverlust der Brennkammer resultiert aus einer Leckage, siehe Abschnitt 3.1.

Relative Druckverluste im Auslegungspunkt, in %			
Verrohrung aufsummiert:	3,30	Brennkammer:	3,70
Rekuperator Luftseite:	2,04	Rekuperator Gasseite:	2,73

Ein weiterer Parametersatz der direkt aus den Messdaten bestimmt wird, ist die Verlustleistung des Generators, die als Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Abwärme}}$  auf die Ansaugluft des Verdichters übergeht. Der Zusammenhang wird anhand der Messdaten approximiert zu:

$$\dot{Q}_{\text{Abwärme}} = \max(0 \text{ W}, 0,0649 \cdot P_{\text{mech, netto}} - 239 \text{ W}) \quad (3.2)$$

Die Strömungsmaschinenkennfelder sind ebenfalls direkte Parameter des Modells. Die Güte, mit der sie das reale Verhalten der Strömungsmaschinen wiedergeben, bestimmt maßgeblich die Güte des Simulationsmodells selbst (vgl. Abschnitt 3.4.1). Daher werden die Turbinen- und Verdichterkennfelder des Herstellers nicht direkt verwendet, sondern in einem mehrstufigen Prozess optimiert.

Die Kennfelder des Herstellers beschreiben einen Muster-Turbokomponentensatz der T100 MGT. Die Musterkennfelder geben das Verhalten der realen Komponenten im T100 Prüfstand jedoch nur ungenau wieder, da es aufgrund der Einbausituation und Serienstreuung zu Abweichungen kommt. Zudem deckt das Muster-Verdichterkennfeld nur Drehzahlen oberhalb von ca.  $22.000 \text{ min}^{-1}$  ab und ist daher für die Analyse des An- und Abfahrmanövers, die im Drehzahlbereich bis ca.  $19.500 \text{ min}^{-1}$  untersucht werden, nicht geeignet.

Um das Verdichterkennfeld im unteren Drehzahlbereich zu erweitern, wird ein weiterer Messdatensatz verwendet. Der Messdatensatz enthält Betriebspunkte im Drehzahlbereich unterhalb 35 % der Maximaldrehzahl. Die Messungen decken einen weiten Betriebsbereich des Verdichters im niedrigen Drehzahlbereich ab, da der Verdichtergegendruck durch ein stromabwärtsgelegenes Ablassventil variiert wurde.

Zur ersten Optimierung der Musterkennfelder werden die Softwarepakete Smooth C 8.2 und Smooth T 8.2 der GasTurb GmbH [44, 45] eingesetzt. Basierend auf dem weiteren Messdatensatz wird mit Smooth C das Muster-Verdichterkennfeld um eine Drehzahllinie unterhalb

der vorhandenen Drehzahllinien erweitert. Zudem werden die normierten Drehzahl-Werte der Drehzahllinien angepasst, um das Verdichterkennfeld an die Messdaten anzunähern.

Daraufhin wird Smooth C/T eingesetzt, um weitere Drehzahllinien zwischen den bereits vorhandenen Drehzahllinien im Verdichter- und Turbinenkennfeld zu interpolieren. Zwar werden auch in der Simulation die Betriebspunkte interpoliert, durch die im Simulator verwendete schnelle, lineare Interpolationsroutine können jedoch Fehler durch die ungleiche Verteilung von Stützstellen über den Drehzahllinien der Kennfelder entstehen. Diese Fehler werden im aufwändigeren Interpolationsverfahren von Smooth C/T durch Generierung zusätzlicher Stützstellen vermieden [43].

Im nächsten Schritt wird ein Programm in MATLAB erstellt, um das Turbinen- und Verdichterkennfeld präziser an die Messdaten anzupassen. Da ohne spezielle Strömungsmaschinenprüfstände nicht alle Punkte des Kennfelds vermessen werden können, muss aus den Abweichungen des Kennfelds an den Messpunkten Rückschlüsse auf die Abweichungen des gesamten Kennfelds gezogen werden. Daher wird die Annahme getroffen, dass die grundsätzliche Form der Musterkennfelder korrekt ist und einzelne Punkte nicht unabhängig vom Gesamtkennfeld angepasst werden sollen. Das MATLAB-Programm führt daher nur Parallelverschiebungen und Streckungen/Stauchungen des gesamten Kennfelds bezüglich des Druckverhältnisses  $\Pi$  und des normierten Massenstroms  $\dot{m}_p$  durch.

Hierfür berechnet das Programm für jeden Messpunkt anhand der gemessenen normierten Drehzahl  $N_p$  und des normierten Massenstroms  $\dot{m}_p$  ein zugehöriges  $\Pi$  auf Grundlage des zu optimierenden Kennfelds. Analog wird mit dem gemessenen  $\Pi$  und  $N_p$  der zugehörige  $\dot{m}_p$ -Wert berechnet. Die Abweichung der berechneten  $\dot{m}_p$ - und  $\Pi$ -Werte von den gemessenen wird durch einen Optimierungsalgorithmus [5] minimiert, der die optimale Parallelverschiebung und Streckung des Kennfelds entlang der  $\Pi$ - und  $\dot{m}_p$ -Achsen bestimmt.

Jedem Betriebspunkt im Kennfeld ist ein isentroper Wirkungsgrads  $\eta_{\text{isen}}$  zugeordnet. Diese Zuordnung bleibt während der Verschiebung der Betriebspunkte im Kennfeld bestehen, sodass die Wirkungsgrade der Änderung des Kennfelds folgen. Im letzten Schritt wird die mittlere Abweichung dieser Wirkungsgrade zu den gemessenen Wirkungsgraden kompensiert. Hierfür wird mit dem verschobenen/gestreckten Kennfeld für jeden Messpunkt zwei Wirkungsgrade berechnet. Der erste berechnete Wirkungsgrad  $\eta_{\text{isen},1}$  ergibt sich aus dem Kennfeld auf Grundlage der  $N_p$ - und  $\dot{m}_p$ -Messungen. Der zweite ( $\eta_{\text{isen},2}$ ) ergibt sich durch

die  $N_p$ - und  $\Pi$ -Messdaten. Die mittlere Abweichung von  $\eta_{\text{isen},1}$  und  $\eta_{\text{isen},2}$  zum gemessenen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{isen,mess}}$  wird mit  $\Delta\eta_{\text{isen}}$  bezeichnet, wobei gilt:

$$\Delta\eta_{\text{isen}} = \eta_{\text{isen,mess}} - \frac{\eta_{\text{isen},1} + \eta_{\text{isen},2}}{2} \quad (3.3)$$

Die mittlere Abweichung des Wirkungsgrads aller Messpunkte wird auf alle Wirkungsgrade im Kennfeld addiert, sodass die mittlere Abweichung entfällt. Die Form des Wirkungsgradprofils bleibt dabei erhalten.

Abbildung 3.12 zeigt einen Vergleich zwischen den Musterkennfeldern und den angepassten Kennfeldern. Besonders deutlich zeigt sich die Änderung am normierten Massenstrom, der in den angepassten Kennfeldern um bis zu 7 % über den Werten der Musterkennfelder liegt.

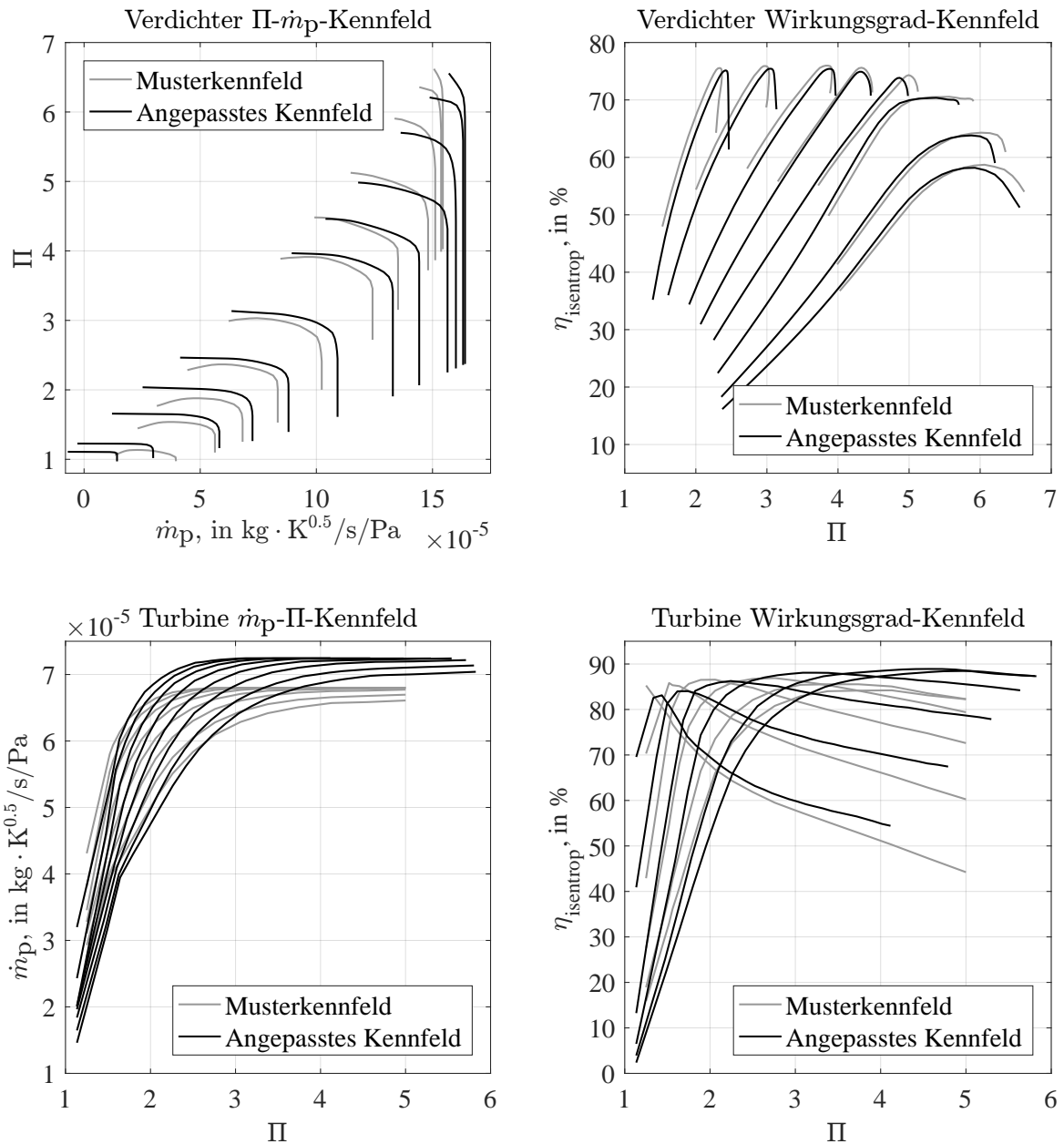


Abbildung 3.12.: Anpassung und Erweiterung der Muster-Strömungsmaschinenkennfelder. Die Kennfelder zeigen Isokurven gleicher normierter Drehzahl. Zur besseren Übersicht werden nicht alle Drehzahllinien dargestellt.



### 3.3.2. Durch Komponentensimulation bestimmbare Parameter

Soll beispielsweise für ein gerades, glattes Rohr ein Wärmeverlustmodell parametrisiert werden, können die Parameterwerte anhand empirischer Gleichungen aus der Literatur direkt bestimmt werden. Reale Verrohrungen weisen jedoch häufig Umlenkungen und andere Besonderheiten auf, die einen starken Einfluss auf die erzwungene Konvektion haben. Oftmals sind auch die Wärmekapazität  $C$  und Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  der Bauteile nicht genau bekannt und werden zudem beispielsweise von Kontaktwärmeübergängen an Flanschen, der Instrumentierung, abweichenden Waddicken und Undichtigkeiten der Isolation beeinflusst. Ebenso kann die freie Konvektion durch Kühlrippen oder andere Geometriedetails der Außenwand stark beeinflusst werden. Um derartige Einflüsse zu berücksichtigen, werden mit dem Simulator Parameterstudien durchgeführt, um empirisch Anpassungsfaktoren zu bestimmen. Mit Hilfe dieser Faktoren können die Vereinfachungen der Modelle teilweise kompensiert werden, wodurch sie im Idealfall das tatsächliche Verhalten der Bauteile über einen weiten Betriebsbereich gut abbilden können.

Soll beispielsweise das Wärmeverlustmodell eines außenisolierten Rohrs (vgl. Abb. 2.5 auf S. 40) parametrisiert werden, wird das Bauteil getrennt von der restlichen Maschine simuliert. Daten des Einlassgasstroms und des Auslassdrucks stammen aus Messdaten, die als Randbedingungen in die Simulation einfließen. Die Simulation wird für unterschiedliche Parameterwerte wiederholt. Im Beispielfall werden mit Anpassungsfaktoren die erzwungene Konvektion, die Wärmekapazität und -leitfähigkeit von Metall und Isolation, sowie die freie Konvektion variiert. Je näher der Verlauf der simulierten Auslasstemperatur dem gemessenen Verlauf folgt, desto besser eignet sich der verwendete Satz an Anpassungsfaktoren. Im Beispielfall müssen zur Identifikation des optimalen Parametersatzes Messdaten transienter Manöver verwendet werden, da im stationären Betrieb nicht alle Anpassungsfaktoren eindeutig bestimmbar sind.

Wird im Beispielfall des außenisolierten Rohrs für jeden Parameter vier mögliche Werte untersucht, ergibt sich ein Parameterraum mit  $4^6 = 4096$  möglichen Kombinationen. Durch geeignete Testfälle kann der Parameterraum oft reduziert werden, beispielsweise indem ein stationärer Testfall durchgeführt wird, in dem Wärmekapazitäten vernachlässigt werden können. Dennoch sind oft einige Hundert Simulationen erforderlich, um die Parameter einer Bauteilgruppe zu identifizieren. Daher wird zur Automatisierung der Parameterstudien ein MATLAB-Programm erstellt, das die in Fortran durchgeführten Simulationen konfiguriert

### 3. VALIDIERUNG

---

und startet. Das Programm unterstützt die parallelisierte Ausführung von Simulationen auf Mehrprozessorsystemen. Dadurch können auch aufwändige Parameterstudien mit beispielsweise 4000 Simulationsläufen auf einem Computerserver mit 32 Kernen innerhalb eines Tages durchgeführt werden.

Bei der Untersuchung der Wärmekapazitäten hat sich gezeigt, dass die zuvor direkt bestimmten Werte durch die Vereinfachungen nur geringfügig verfälscht werden. Die Anpassungsfaktoren erhöhen die Kapazitäten im Mittel um den Faktor 1,1. Die Wärmeströme sind jedoch sensibler bezüglich der oben beschriebenen Unterschiede zwischen idealisierten und realen Bedingungen und werden dementsprechend mit größeren Anpassungsfaktoren versehen. Die rein konduktiven Wärmeströme werden im Mittel mit einem Anpassungsfaktor von 2,9 korrigiert. Diese Abweichungen können neben den vereinfachten Geometrieannahmen auch durch Ungenauigkeiten in den Werkstoff- und Isolierungsmaterialangaben sowie durch Alterungserscheinungen oder Undichtigkeiten der Isolation verursacht werden. Die freie Konvektion wird auf Basis von kreisrunden Rohren berechnet. Da die tatsächlichen Außengeometrien aber komplexer und zum Teil mit Kühlrippen versehen sind, werden auch hier durchschnittliche Anpassungsfaktoren von 2,6 benötigt. Zur Berechnung der Wärmeströme vom Gasstrom zum Bauteil werden ähnliche mittlere Anpassungsfaktoren von 2,7 eingesetzt. Die Spannweite der Anpassungsfaktoren ist jedoch größer. So wird beispielsweise zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs in der Brennkammer die Nu-Zahl anhand von Korrelationen für glatte, kreisrunde Rohre ermittelt. Tatsächlich weist die Brennkammer eine wesentlich komplexere Geometrie mit einer 180°-Umlenkung des Gasstroms sowie weitere komplexe Strömungsumlenkungen und Querschnittsänderungen auf. Zudem wird die Wärmestrahlung des verlängerten Flammrohrs auf das verlängerte Gehäuse im Modell nicht berücksichtigt. Das Modell unterschätzt daher den Wärmestrom um den Faktor 10 und wird mit einem entsprechenden Anpassungsfaktor versehen. Die Validierungsergebnisse zeigen, dass mit dem Ansatz bereits eine gute Genauigkeit erzielt wird. Für detailliertere Untersuchungen besteht zudem die Möglichkeit, geeignetere Nu-Korrelationen zu hinterlegen (siehe Abschnitt 2.4.1). Eine Übersicht aller Anpassungsfaktoren gibt Anhang A.

Neben den genannten Parameter wird auch der Wärmeübergang im Rekuperator durch eine Parameterstudie identifiziert. Für die erzwungene Konvektion im Rekuperator Kern wird nach [69] eine lineare Abhängigkeit des Nusselt-Werts von der Reynoldszahl angenommen. Der gemessenen Rekuperatorwirkungsgrad von ca. 90 % ergibt sich durch die Korrelation:

$$Nu = 0,0125 \cdot Re + 0,32 \quad (3.4)$$

### 3.3.3. Durch Systemsimulation bestimmbare Parameter

Nachdem die Parameter aller Bauteilgruppen identifiziert sind, kann das Gesamtmodell erstellt werden. Um Validierungsmanöver zu simulieren, muss zunächst das Regelsystem parametrisiert werden. Ziel der Parametrisierung ist es jedoch nicht, das reale Regelsystem möglichst akkurat nachzubilden. Denn die Solltrajektorien der Drehzahl und der *TOT*, die dem realen Regelsystem vorgegeben werden, sind nicht in den Messdaten enthalten und stehen daher auch nicht als Eingangsrandbedingungen für die Simulation zur Verfügung. Stattdessen werden nur die resultierende Drehzahl und die resultierende *TOT* im Experiment gemessen. Die Aufgabe des simulierten Regelsystems liegt daher darin, den gemessenen Drehzahl- und *TOT*-Verläufen in der Simulation so präzise wie möglich folgen zu können.

Zur Parametrisierung wird die Stabilitätsrand-Methode von Ziegler/Nichols [78] angewendet. Die Methode ermöglicht eine gute Störgrößenunterdrückung und kann auf das vorliegende System einfach angewendet werden, da die MGT bereits durch P-Regler in stationären Betriebspunkten stabilisiert werden kann.

Um *TOT*- und Drehzahl-Regler separat voneinander zu untersuchen, wird die Funktion des jeweils anderen Reglers durch Randbedingungsfunktionen erfüllt. So wird zur Bestimmung der *TOT*-Regelparameter die Drehzahl  $N$  fest vorgegeben. Zur Untersuchung des Drehzahl-Reglers wird die *TOT* durch eine Zweipunktregelung des Brenngasmassenstroms stabilisiert. Die Zweipunktregelung dient nur dieser Untersuchung und könnte in der realen Maschine, beispielsweise wegen resultierenden Verbrennungsinstabilitäten, nicht eingesetzt werden.

Für die Bestimmung der Parameter nach der Stabilitätsrand-Methode wird der Regelkreis geschlossen und zu Beginn durch einen P-Regler mit niedriger Verstärkung stabilisiert. Während der Simulation eines stationären Betriebspunkts wird die Verstärkung schrittweise erhöht. Sobald die kritische Verstärkung  $K_{p,krit}$  erreicht ist, wird das System grenzstabil. Die Regelgröße schwingt hierbei mit einer annähernd konstanter Amplitude und einer Periodendauer von  $T_{krit}$ , wie in Abb. 3.13 veranschaulicht. Die Regelparameter ergeben sich aus  $K_{p,krit}$  und  $T_{krit}$  anhand der Berechnungsvorschriften von Ziegler/Nichols, die in Tab. 3.3 für PID-Regler in Parallelstruktur (Gl. (2.98)) aufgeführt ist.  $K_{p,krit}$  hängt vom Betriebspunkt ab. Um den kompletten Betriebsbereich mit einem festen Parametersatz stabilisieren zu können, muss demnach das geringste  $K_{p,krit}$  aller Betriebspunkte berücksichtigt werden. Ein kleineres  $K_{p,krit}$  verlangsamt zwar den Einschwingvorgang des Reglers, führt jedoch im untersuchten Betriebsbereich zu einem stabileren Systemverhalten.

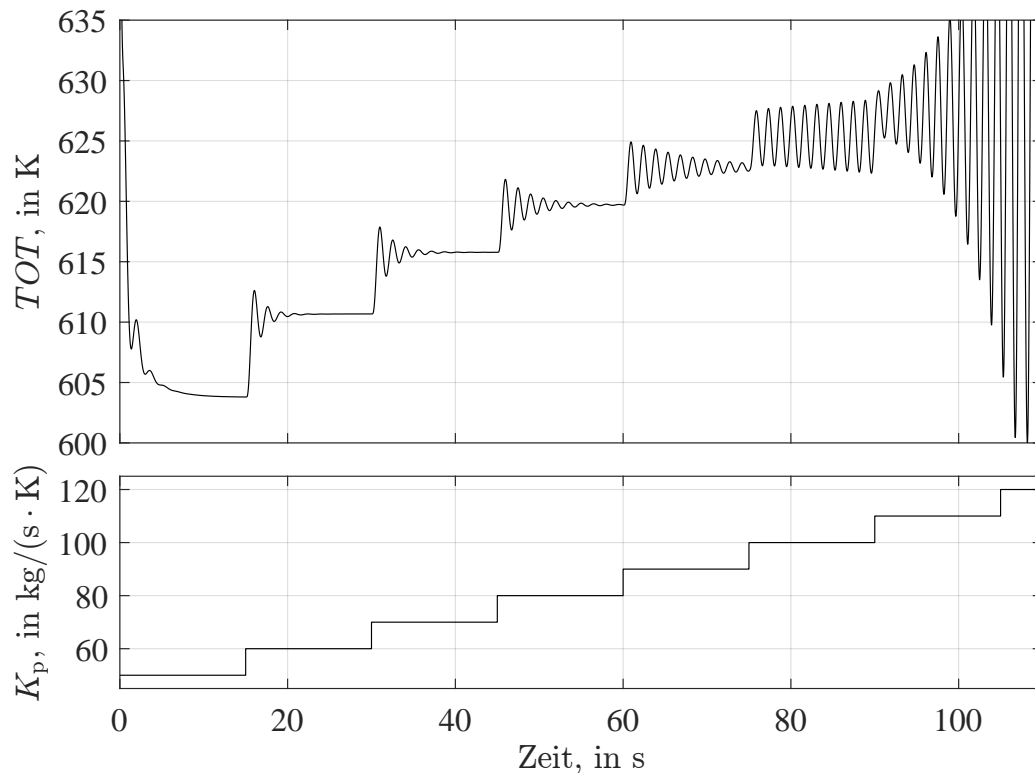


Abbildung 3.13.: Simulationsergebnisse zur Identifikation der PID-Parameter des *TOT*-Reglers nach Ziegler/Nichols für eine Drehzahl von 28 % der Maximaldrehzahl. Durch eine schrittweise Erhöhung des  $K_p$ -Werts (unteres Bild) wird gezeigt, dass das mit einem P-Regler stabilisierte System ab einer Verstärkung von  $K_p \approx 100$  grenzstabiles Verhalten aufweist.

Der Drehzahl-Regler wird daher für die minimale simulierte Drehzahl von 28 % der Maximaldrehzahl parametrisiert, mit den Werten  $K_{p,krit} = 2400 \text{ Ws}$  und  $T_{krit} = 0,3 \text{ s}$ . Der *TOT*-Regler erreichte für die gleiche Drehzahl, bei einer *TOT* von 650 K ein  $K_{p,krit}$  von  $10^5 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{K})$  bei einer  $T_{krit}$  von 1,44 s. Dadurch ergeben sich die im Anhang A in Tab. A aufgeführten Regelparameter.

Der Drehzahl-Regler wird als PID-Regler ausgelegt. Der *TOT*-Regler kann zur Simulation ebenfalls als PID-Regler ausgelegt werden. Die schnelle Dynamik des D-Anteils könnte jedoch die Flammenstabilität in der realen Anwendung verschlechtern. Daher wird ein PI-Regler eingesetzt, der ebenfalls zur Nachführung der *TOT* geeignet ist. Die Taktzeiten beider Regler werden auf 50 ms gesetzt. Kürzere Taktzeiten zur Verbesserung der Regelgüte sind möglich, erhöhen jedoch den Rechenaufwand und werden aufgrund der bereits ausreichenden Geschwindigkeit und Robustheit der Regler nicht benötigt.

Tabelle 3.3.: Ziegler/Nichols-Methode zur Bestimmung der Reglerparameter eines PID-Reglers in Parallelstruktur unter Angabe der kritischen Proportionalverstärkung  $K_{p,krit}$  und der kritischen Periodendauer  $T_{krit}$ .

Reglertyp	Verstärkungsfaktor		
	$K_p$	$K_i$	$K_d$
PI	$0,45 K_{p,krit}$	$0,53 \frac{K_{p,krit}}{T_{krit}}$	
PID	$0,6 K_{p,krit}$	$1,2 \frac{K_{p,krit}}{T_{krit}}$	$0,072 K_{p,krit} \cdot T_{krit}$

Im letzten Schritt wird das Generator-Modul parametrisiert. Das Modul bildet neben den Umwandlungsverlusten des Generators von mechanischer zu elektrischer Energie auch die Verluste des Lagers und der Leistungselektronik sowie den Energiebedarf der Nebenaggregate ab. Die Summe der Verlustleistungen wird als  $P_{\text{Gesamtverlust}}$  bezeichnet und mit dem Gleichungssystem (3.5) bis (3.7) approximiert zu:

$$P_{\text{Reibung}} = c_1 \cdot N \quad (3.5)$$

$$P_{\text{mech,brutto}} = P_{\text{mech,netto}} + P_{\text{Reibung}} \quad (3.6)$$

$$P_{\text{Gesamtverlust}} = P_{\text{Reibung}} + c_2 + c_3 \cdot |P_{\text{mech,brutto}}| + c_4 \cdot |P_{\text{mech,brutto}}|^2 + c_5 \cdot |P_{\text{mech,brutto}}|^3 \quad (3.7)$$

Dabei wird angenommen, dass die Umwandlungsverluste des Generators/Motors und der Leistungselektronik von der mechanischen Leistung  $P_{\text{mech,brutto}}$  abhängen, die der Generator aufnimmt bzw. der Motor abgibt. Diese mechanische Leistung ergibt sich wiederum durch die Leistungsvorgabe  $P_{\text{mech,netto}}$  des Drehzahl-Reglers und die zusätzlich zu überwindenden Reibungsverluste  $P_{\text{Reibung}}$  der Lager. Vereinfachend wird angenommen, dass der Energiebedarf der Nebenaggregate konstant bzw. nur von  $P_{\text{mech,brutto}}$  abhängig ist.

Die Umwandlungsverluste haben keinen Einfluss auf die Simulation und werden ausschließlich berücksichtigt, um die elektrische Leistung  $P_{\text{el}}$  zu berechnen, die an das Netz abgegeben wird ( $P_{\text{el}} = -P_{\text{mech}} - P_{\text{Gesamtverlust}}$ ). Daher wird keine Parameterstudie benötigt. Eine Simulation des Gesamtsystems ist ausreichend. Die Parameter  $c_1$  bis  $c_5$  werden daraufhin mit einem Optimierungsalgorithmus [5] bestimmt, der die mittlere Abweichung zwischen gemessener und berechneter  $P_{\text{el}}$  minimiert. Die Parameter sind in Tab. 3.4 aufgeführt.

Tabelle 3.4.: Parameter der Gl. (3.5) bis (3.7) des Generator-Moduls.

$$c_1 = 1,282 \text{ Ws}$$

$$c_2 = 3473 \text{ W}$$

$$c_3 = 0,0812$$

$$c_4 = 2,665 \cdot 10^{-7} \frac{1}{\text{W}}$$

$$c_5 = -4,479 \cdot 10^{-12} \frac{1}{\text{W}^2}$$

### 3.4. Validierungsergebnisse

Zur Validierung des Simulators werden die Messdatensätze beider Messtage mit dem parametrisierten Gesamtanlagenmodell simuliert. Die reale MGT folgt einer Drehzahl- und *TOT*-Trajektorie, die von der Steuerungssoftware anhand der Nutzervorgaben erzeugt wird. Analog dazu wird der Simulator angesteuert, indem die gemessene Drehzahl- und *TOT*-Trajektorie dem simulierten Regelsystem als Vorgabe dient. Eine Ausnahme dazu stellt, sowohl bei der realen Maschine als auch in der Simulation, der Abfahrvorgang dar. Hier wird zu einem bestimmten Zeitpunkt die Brenngaszufuhr gestoppt. Daher wird für die Simulation des Abfahrvorgangs der gemessene Brenngasmassenstrom als Randbedingung verwendet, anstatt den *TOT*-Verlauf vorzugeben.

Neben den absoluten Abweichungen zwischen Simulations- und Messwerten werden im Folgenden auch relative Abweichungen in % angegeben. Es gilt:

$$\text{Relative Abweichung} = 100\% \cdot \frac{\text{Simulationswert} - \text{Messwert}}{\text{Messwert}} \quad (3.8)$$

Das arithmetische Mittel der Beträge der Abweichungen, die sich über den betrachteten Zeitbereich ergeben, wird vereinfacht als mittlere Abweichung bezeichnet:

$$\text{Mittlere Abweichung} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\text{Simulationswert}_i - \text{Messwert}_i| \quad (3.9)$$

#### 3.4.1. Stationäre Betriebspunkte

Um stationäre Betriebsdaten zu vergleichen, werden die gemessenen und simulierten Signalverläufe über die jeweiligen Zeitintervalle des stationären Betriebs zeitlich gemittelt. Die Zeitintervalle werden anhand der Messdatenverläufe automatisiert bestimmt. Es wird angenommen, dass nach 25 Minuten, in denen die Drehzahl um weniger als 1 %-Punkt der Maximaldrehzahl variiert, ein stationärer Betriebszustand erreicht ist. Jeder stationäre Betriebszustand der länger als 5 Minuten andauert, wird in der nachfolgenden Validierung berücksichtigt. Um zu überprüfen, ob der Betriebszustand innerhalb eines Zeitintervalls tatsächlich stationär ist, werden neben der Drehzahl auch Signale betrachtet, die träge auf eine Änderung der Betriebsweise reagieren.

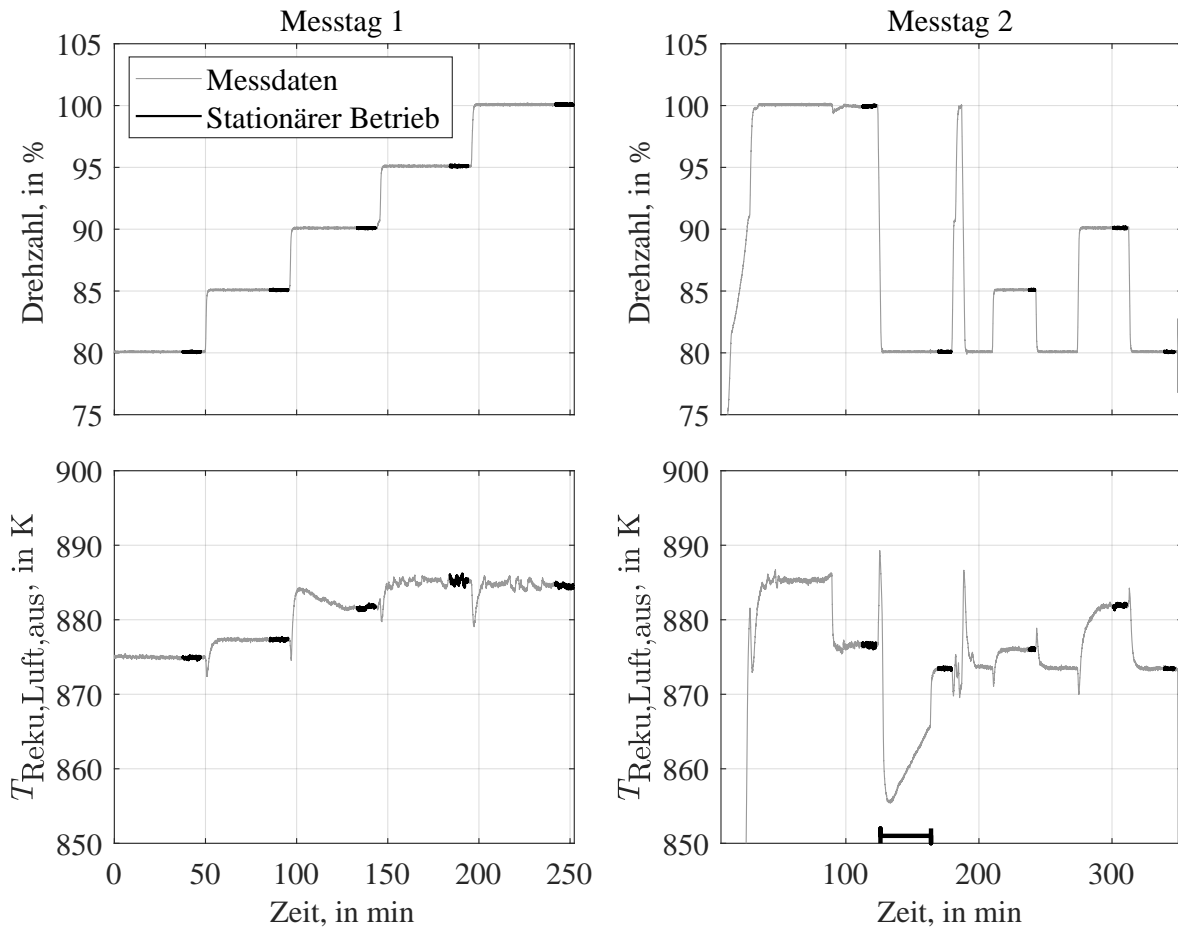


Abbildung 3.14.: Wahl der Messbereiche zur Mittelung stationärer Betriebsdaten. Die schwarz markierten Datenbereiche werden für die Untersuchung der stationären Betriebszustände jeweils gemittelt. Im Bild rechts unten ist der Zeitbereich markiert, in dem die *TOT* von der Maschinensteuerung abgesenkt wird.

Anhand der Lufttemperatur am Rekuperatorauslass wird beispielsweise in Abb. 3.14 am zweiten Messtag im Zeitfenster von 127 - 164 min deutlich, dass nicht nur physikalische Prozesse wie die Wärmeträgheit der Bauteile die Einschwingzeit vorgeben. So wird innerhalb dieses Zeitfensters das Einschwingen der *TOT* von der Steuerungssoftware der MGT stark verzögert, um eine Überlastung des Generators zu verhindern. Abbildung 3.15 zeigt die vom Regelsystem durch ein einzelnes Thermoelement gemessene *TOT* und verdeutlicht damit, dass die langsame Temperaturänderung von der Steuerungssoftware vorgegeben wird. Die Verzögerung durch die thermische Trägheit der Bauteile ist im Vergleich dazu gering, wie in Abschnitt 3.4.2 noch dargelegt wird.



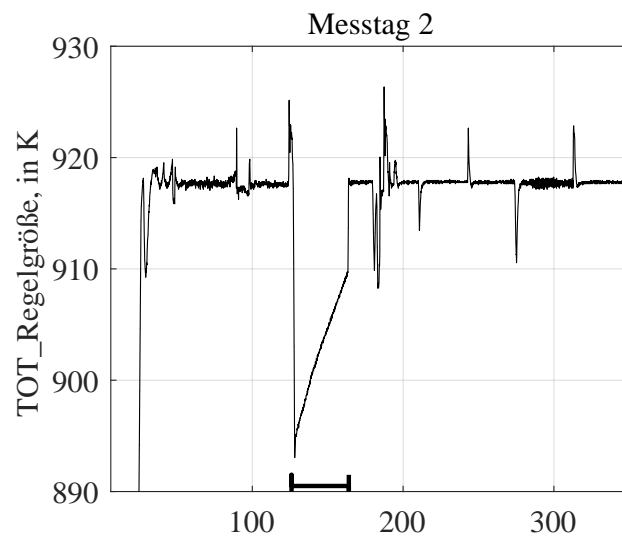


Abbildung 3.15.: Außerhalb transienter Manöver wird die Regelgröße erfolgreich nahe 918 K stabilisiert. Eine Ausnahme stellt der markierte Zeitbereich von 127 - 164 min dar. Hier wird die *TOT* kontrolliert abgesenkt, um eine Überlastung des Generators zu vermeiden.

Alle als stationär identifizierten Zeitintervalle, die zur Validierung verwendet werden, sind in Abb. 3.14 schwarz markiert.

Die Qualität des Simulationsmodells hängt stark von der Qualität der Strömungsmaschinenkennfelder ab. Bei MGTs wie der Turbec T100 wirken sich Fehler der Kennfelder in besonders hohem Maße auf die Prozesssimulation aus, da anders als in Großgasturbinen aufgrund der geringeren Druckverhältnisse die *TOT* statt der *TIT* vom Regelsystem eingestellt wird, um die thermische Belastungsgrenze des Rekuperators nicht zu überschreiten. Fehler im Druckverhältnis und der Turbineneffizienz wirken sich daher auf die *TIT* aus und verstärken damit einige resultierende Abweichungen, beispielsweise des elektrischen Wirkungsgrads.

Abbildung 3.16 zeigt, dass die ursprünglichen Ungenauigkeiten der Musterkennfelder durch die in Abschnitt 3.3.1 beschriebenen Anpassungen deutlich verringert werden.

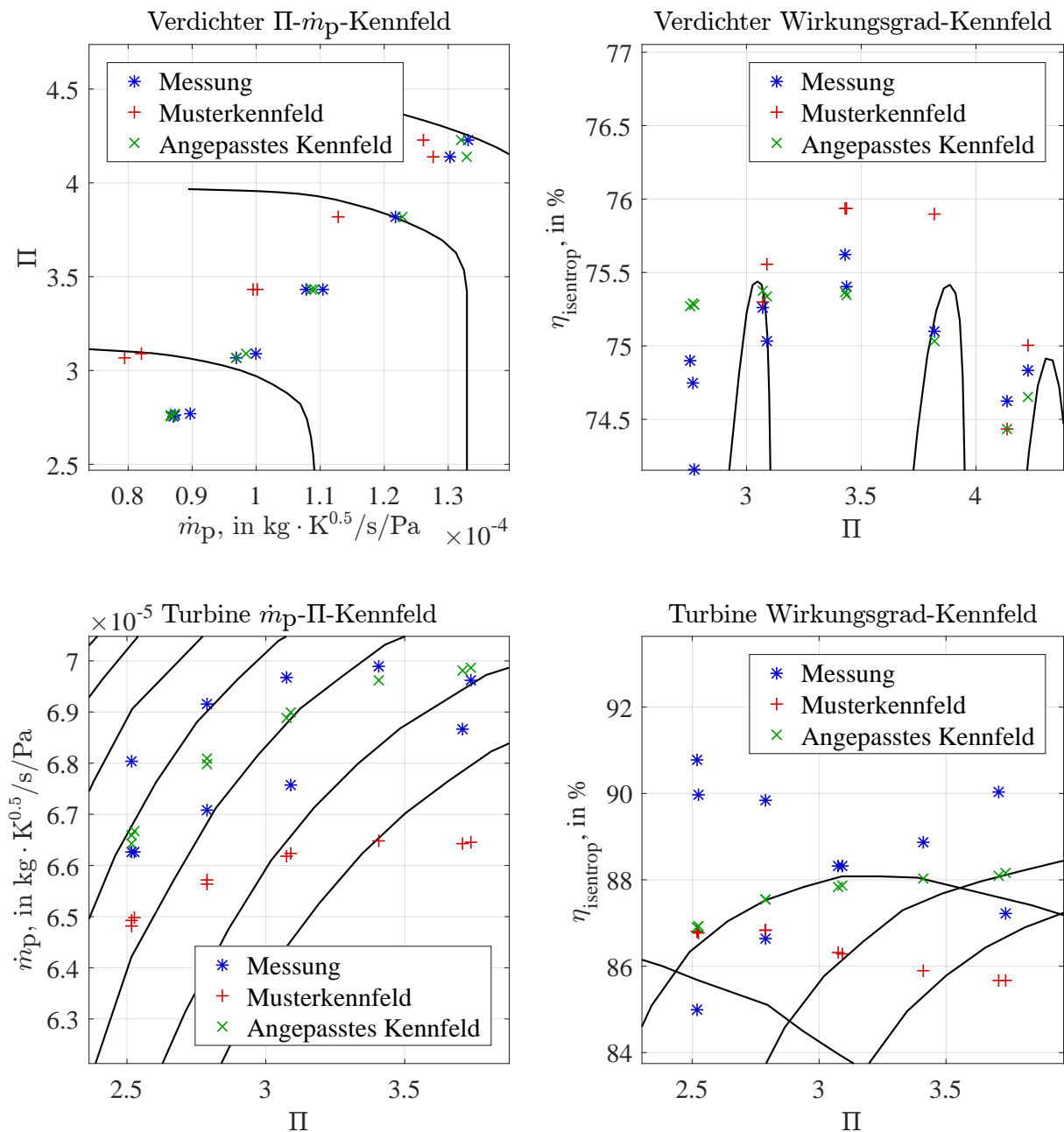


Abbildung 3.16.: Validierungsergebnisse der Strömungsmaschinenkennfelder. Die Bilder zeigen die gemessene Lage der stationären Betriebsfälle beider Messtage in den Kennfeldern. Zudem sind die berechneten Werte eingetragen, die sich bei Vorgabe der  $N_p$ - und  $\Pi$ -Werte aus den Musterkennfeldern und den angepassten Kennfeldern ergeben. Die Drehzahl-Isolinien der angepassten Kennfelder sind in schwarz überlagert.

Die erzielbaren Druckverhältnisse hängen neben den Strömungsmaschinen auch von den Druckverlusten der anderen Komponenten ab. Die Abweichungen zwischen Simulation und Messung der Druckverluste im Hochdrucktrakt werden in Abb. 3.17 oben dargestellt und erreichen ihr Maximum bei ca. 0,5 %-Punkten. Die Abweichungen werden hauptsächlich durch den Brennkammerdruckverlust verursacht, der aufgrund des variierenden Ausmaßes der internen Leckagen nicht korrekt von dem Modell wiedergegeben werden kann. Hierzu zeigt Abbildung 3.17 im unteren Bereich die Druckverluste der Brennkammer. Die Leckage ist am zweiten Messtag ausgeprägter, wodurch sich ein um ca. 1 %-Punkt niedrigerer Druckabfall als am ersten Tag ergibt.

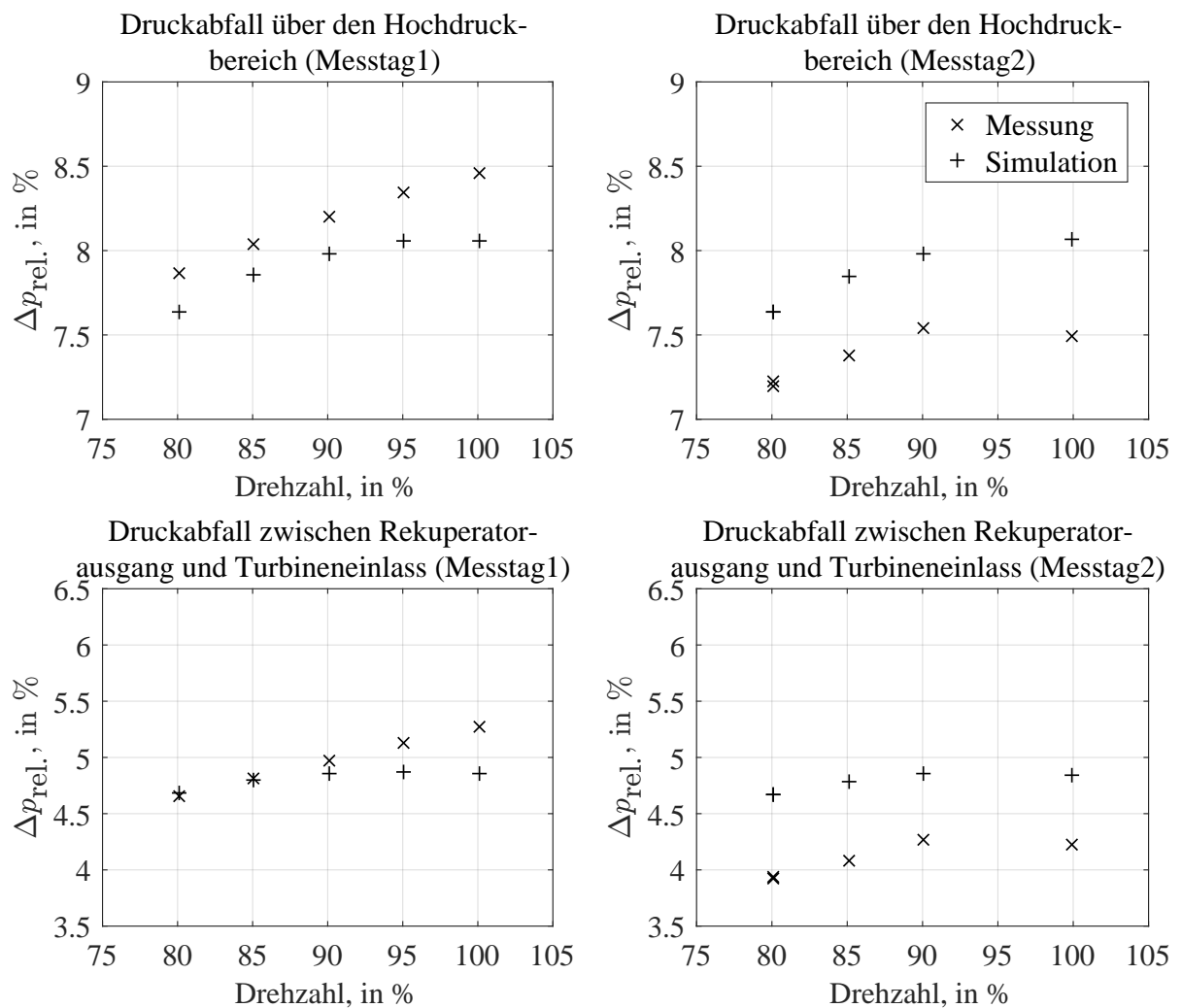


Abbildung 3.17.: Validierung des Druckabfalls im stationären Betrieb über den gesamten Hochdruckbereich und über die Brennkammer. Die Druckabfälle werden relativ zum Einlassdruck des jeweiligen Abschnitts angegeben.

### 3. VALIDIERUNG

Ein Überblick über alle stationären Drücke und Druckabweichungen gibt Abb. 3.18 für den Volllastpunkt und Anhang B für die Teillastpunkte. Die relative Abweichung zwischen simu-

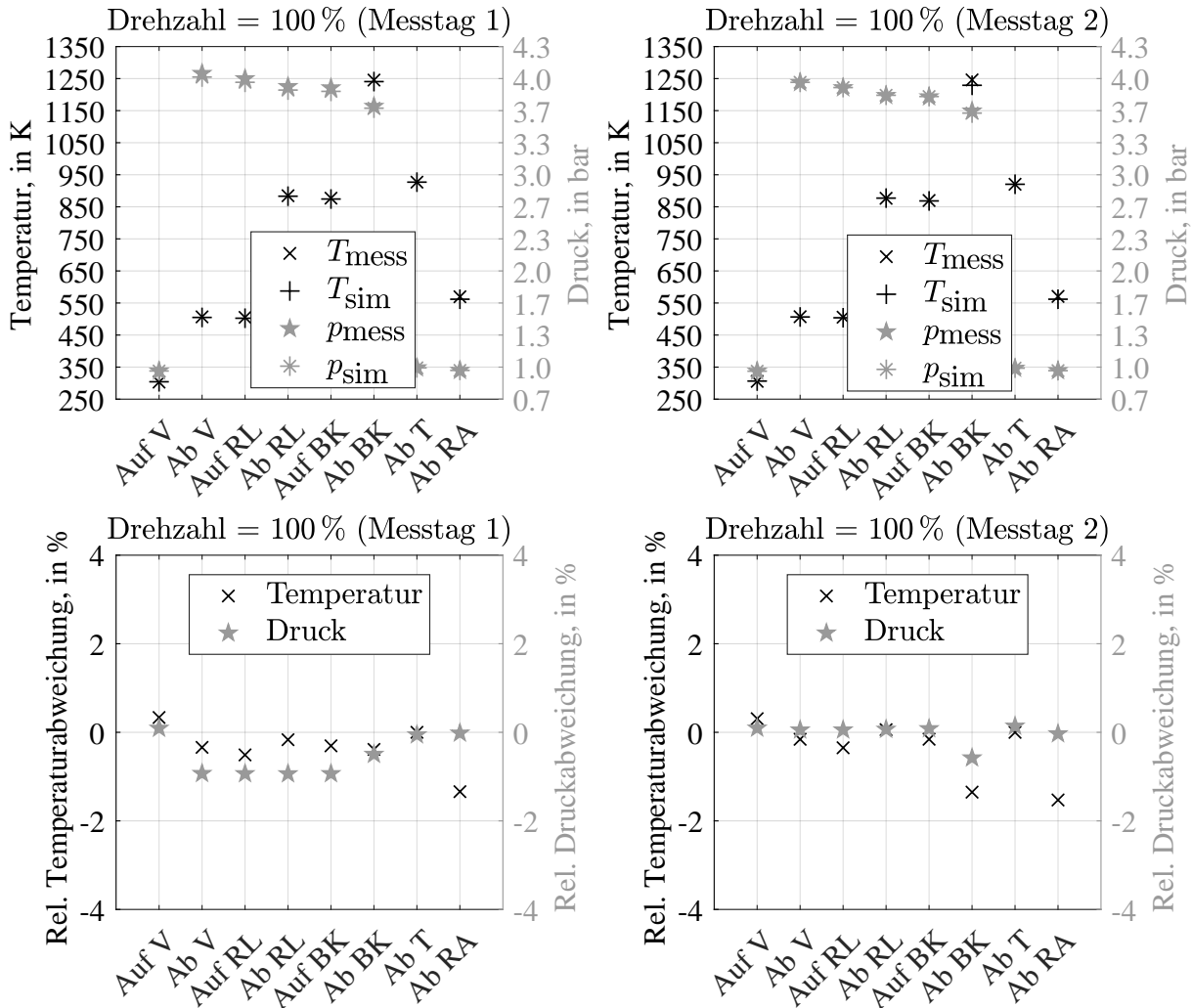


Abbildung 3.18.: Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Volllastpunkt (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite).

lierten und gemessenen Druckwerten ist an keiner Position und in keinem stationären Lastpunkt größer als  $\pm 1\%$ .

Da die berechneten Druckwerte gut mit den gemessenen übereinstimmen, ergeben sich die Abweichungen des Luftmassenstroms hauptsächlich durch verbleibende Ungenauigkeiten der Strömungsmaschinenkennfelder. Abbildung 3.19 zeigt die gemessenen und simulierten Luft-

massenströme. Während sich für den ersten Messtag eine maximale relative Abweichung von -2,6 % ergibt, beläuft sich der Wert für den zweiten Messtag auf 1,3 %.

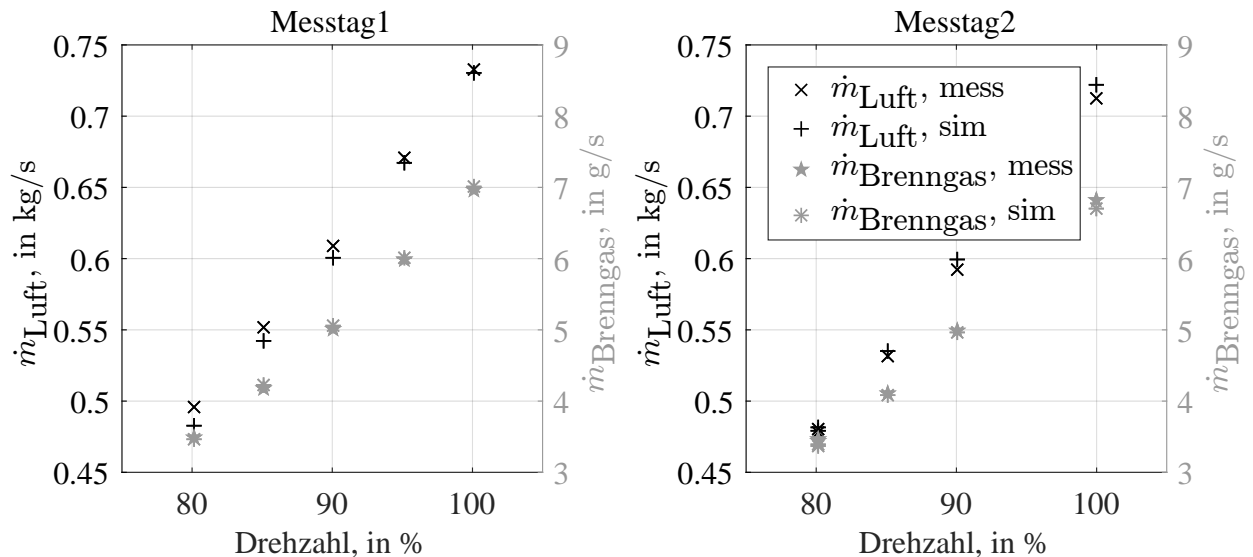


Abbildung 3.19.: Validierungsdaten des stationären Luft- und Brenngasmassenstroms.

Die Berechnung der Prozesstemperaturen hängt neben den Druckverhältnissen, der vorgegebenen  $TOT$  und den Wärmeverlusten noch von zwei weiteren Faktoren ab: Den Wirkungsgraden der Strömungsmaschinenkennfelder und der Rekuperatoreffizienz. Abbildung 3.20 zeigt, dass das Rekuperatormodell die gemessene Effizienz mit guter Übereinstimmung abbilden kann. Da beispielsweise die Rekuperatoreffizienz bei Temperatur-Messfehlern von 0,5 % im Vollastfall um bis zu 2 %-Punkten verfälscht werden kann, liegen die Abweichung im Bereich der Messgenauigkeit.

Wie in Abb. 3.16 gezeigt, liegen die mittleren Abweichungen der Wirkungsgrade des Verdichters bei ca. 0,5 %-Punkten und die der Turbine bei ca. 1,5 %-Punkten. Da sich diese Abweichungen in der Simulation mit anderen Abweichungen überlagern, weisen die Simulationsergebnisse höhere mittlere Abweichungen der Wirkungsgrade zu den Messergebnissen auf. Sie liegen bei 1,1%-Punkten beim Verdichter und 1,7%-Punkten bei der Turbine. Die Ergebnisse sind im Detail in Abb. B.4 im Anhang dargestellt. Die Abweichungen sind gering, da beispielsweise ein Temperaturmessfehler von 0,5 % der  $TIT$  und  $TOT$  den Turbinenwirkungsgrad im Vollastpunkt um bis zu 3 %-Punkte verfälschen kann.

Die Temperaturen und Temperaturabweichungen von Messung und Simulation sind für den Vollastpunkt in Abb. 3.18 dargestellt und für die Teillastpunkte in Anhang B. In den sta-

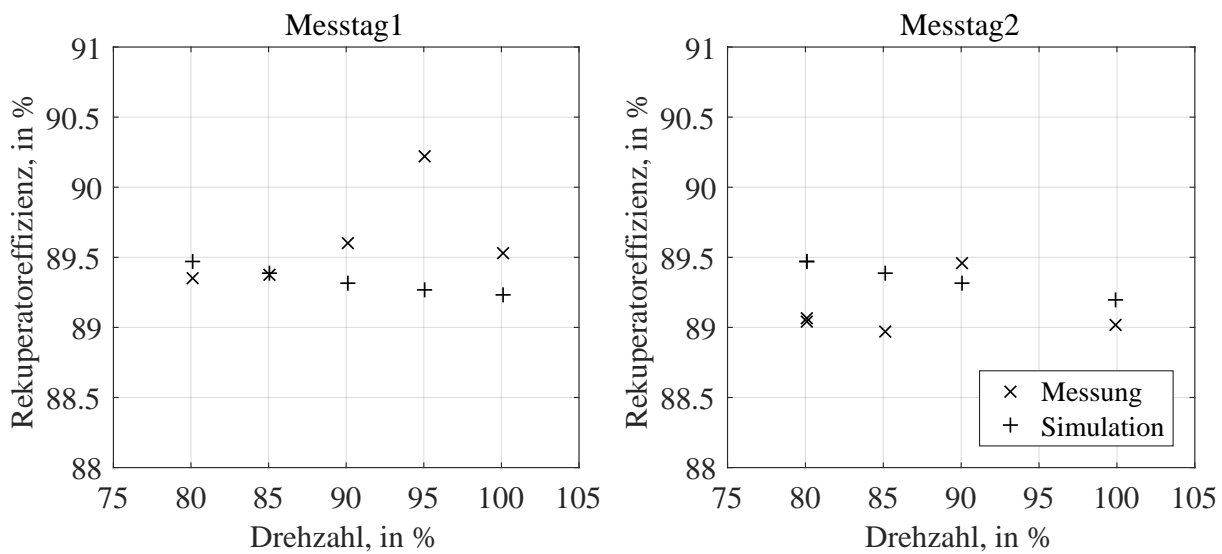


Abbildung 3.20.: Validierungsdaten der Rekuperatoreffizienz stationärer Betriebspunkte.

tionären Betriebszuständen treten keine Temperaturabweichungen über 2 % bzw. 10 K auf. Somit können neben den Druckwerten auch die Temperaturwerte für alle stationären Betriebszustände gut mit den Modellen wiedergegeben werden. Obwohl die mechanischen Leistungen der Strömungsmaschinen am Prüfstand nicht direkt gemessen werden, kann daher davon ausgegangen werden, dass die Modelle auch diese gut abbilden.

Ein Vergleich der resultierenden elektrischen Leistungen zeigt Abb. 3.21, bei dem eine maximale relative Abweichung von 2,8 % bzw. 2,1 kW auftritt. Der Brenngasmassenstrom, der in Abb. 3.19 dargestellt ist, weicht um maximal 3 % ab. Da die Abweichungstrends des Brenngasmassenstroms und der elektrischen Leistung ähnlich verlaufen, ist die resultierende mittlere Abweichung des elektrischen Wirkungsgrades mit 1,5 % bzw. 0,35 %-Punkten gering. Sie erreicht eine Maximalabweichung von 3,5 % bzw. 0,8 %-Punkten. Die Abweichungen des elektrischen Wirkungsgrades sind ebenfalls in Abb. 3.21 dargestellt.

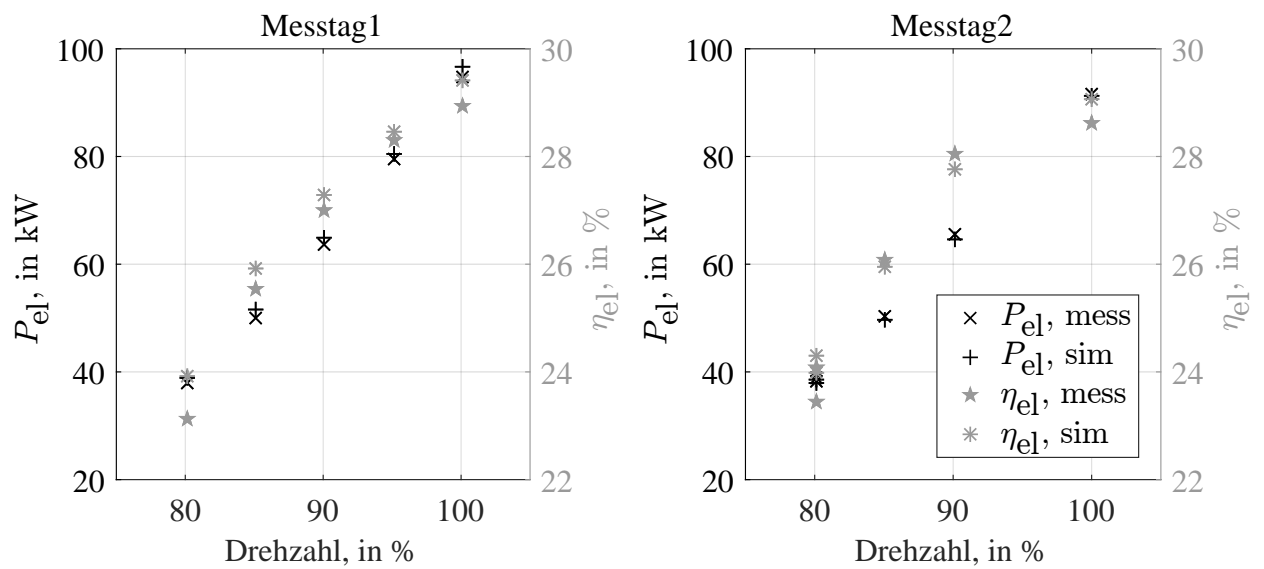


Abbildung 3.21.: Validierungsdaten der elektrischen Austrittsleistung und des elektrischen Wirkungsgrads in stationären Betriebszuständen.

### 3.4.2. Transiente Manöver

Um das transiente Verhalten des Simulators validieren zu können, müssen die simulierten Lastvariationen denen des Experiments möglichst genau entsprechen. Hierfür werden der Simulation die zeitlichen Messverläufe der Drehzahl  $N$  und der  $TOT$  als Sollvorgaben aufgeprägt. Eine Ausnahme stellt das Abfahrmanöver dar. Da beim Abfahrvorgang der Brenngasmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$  abrupt gestoppt wird, soll hier in der Simulation anstelle der  $TOT$  dem gemessenen Verlauf von  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$  gefolgt werden. Die Nachführung von  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$  ist trivial, da  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$  direkt per Randbedingung vorgegeben werden kann. Die Drehzahl und die  $TOT$  werden jedoch nicht direkt per Randbedingung vorgegeben, sondern ergeben sich indirekt durch Variation der Generatorleistung und  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$ . Im ersten Schritt wird daher analysiert, ob das simulierte Regelsystem die Drehzahl und die  $TOT$  akkurat nachführen kann. Dabei hat sich herausgestellt, dass die Nachführung der  $TOT$  während des Kaltstartmanövers am zweiten Messtag kurzzeitig ungenau erfolgt. Abbildung 3.22 zeigt die absolute und die relative Abweichung der  $TOT$ , die beim Durchfahren der steilen Drehzahlrampe zwischen 10,75 und 11,25 min auftritt. Die Nachführung der  $TOT$  ist in diesem Bereich problematisch, auf-

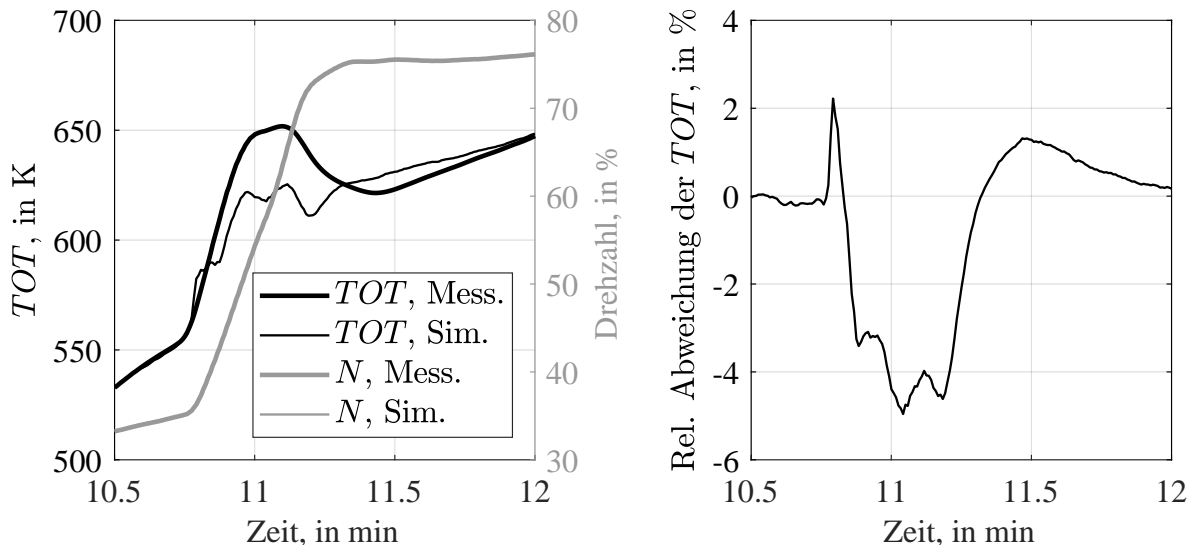


Abbildung 3.22.: Validierung der Nachführung von Drehzahl und  $TOT$  durch das simulierte Regelsystem. Gezeigt wird der Hochfahrvorgang am zweiten Messtag, an dem die höchste Abweichung auftritt.

grund der im Abschnitt 3.1 beschriebenen erschwerten zeitlichen Erfassung des Ausbrenngrads. Wird der negative Peak im Brennerwirkungsgrad (vgl. Abb. 3.4, S. 81) zeitlich unge-



nau lokalisiert, reagiert der *TOT*-Regler zwar mit einer Überhöhung des Brenngasstroms (vgl. Abb. 3.25, S. 114), kann aber durch den zu geringen Ausbrenngrad die *TOT*-Vorgabe nicht einhalten. Abgesehen von diesem Zeitintervall erfolgt die Nachführung der Drehzahl und der *TOT* sehr genau mit einer relativen Abweichung zu den Messdaten von unter 0,5 %.

Die Auf- und Abkühlvorgänge der Bauteile beeinflussen maßgeblich die transienten Manöver der MGT und können mit der zeitlichen Messdatenauflösung von 2 Hz detailliert untersucht werden. Für die weitere Validierung werden daher hauptsächlich Gastemperaturverläufe betrachtet, in denen sich die Auf- und Abkühlvorgänge der Bauteile widerspiegeln.

Zunächst werden die Lastwechselmanöver beider Messtage untersucht. Zur Übersichtlichkeit beschränkt sich die Analyse auf den Lastwechsel von 80 % auf 85 % der Maximaldrehzahl am ersten Messtag und auf den Lastwechsel von Volllast auf minimale Teillast am zweiten Messtag, da sich diese Manöver am deutlichsten voneinander unterscheiden.

Durch die Drehzahländerung ändert sich das Druckverhältnis des Verdichters und damit auch die Temperatur am Lufteinlass des Rekuperators  $T_{\text{Reku Luft ein}}$ . Die *TOT* kann sich ebenfalls ändern, aufgrund von Regelabweichungen und Leistungsbeschränkungen des Generators, die im Steuersystem der MGT berücksichtigt werden. Diese Temperaturänderungen sind für beide Lastwechsel in Abb. 3.23 oben dargestellt. Die beiden Temperaturen bestimmen, wie viel Wärme der Rekuperator vom Abgas auf die Frischluft übertragen kann. Aufgrund des hohen Rekuperatorwirkungsgrads wird die Temperatur der vorgewärmten Frischluft  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  maßgeblich durch die *TOT* bestimmt. Jedoch wirken sich Temperaturänderungen der *TOT* nicht instantan auf  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  aus, da die Wärmeleitbleche des Rekuperators aufgrund ihrer Wärmekapazität nur verzögert auf die Temperaturänderung reagieren.

Die Ergebnisse aus Abb. 3.23 unten zeigen, dass der Verlauf von  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  in seiner Form dem gedämpften Verlauf der *TOT* entspricht. Um den Effekt zu verdeutlichen werden die Simulationen erneut durchgeführt, mit um den Faktor 1000 verringerten Wärmekapazitätsparametern. In diesen Simulationen, die im unteren Teil von Abb. 3.23 grau dargestellt sind, wird die Form des simulierten *TOT*-Verlaufs von  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  weitgehend ungedämpft wiedergegeben. Dementgegen wird in der Simulation mit korrekten Wärmekapazitäten der gemessene Temperaturverlauf an beiden Messtagen mit hoher Genauigkeit wiedergegeben. Die Ergebnisse belegen den deutlichen Einfluss der thermischen Trägheit des Rekuperators, der vom Modell gut wiedergegeben wird.

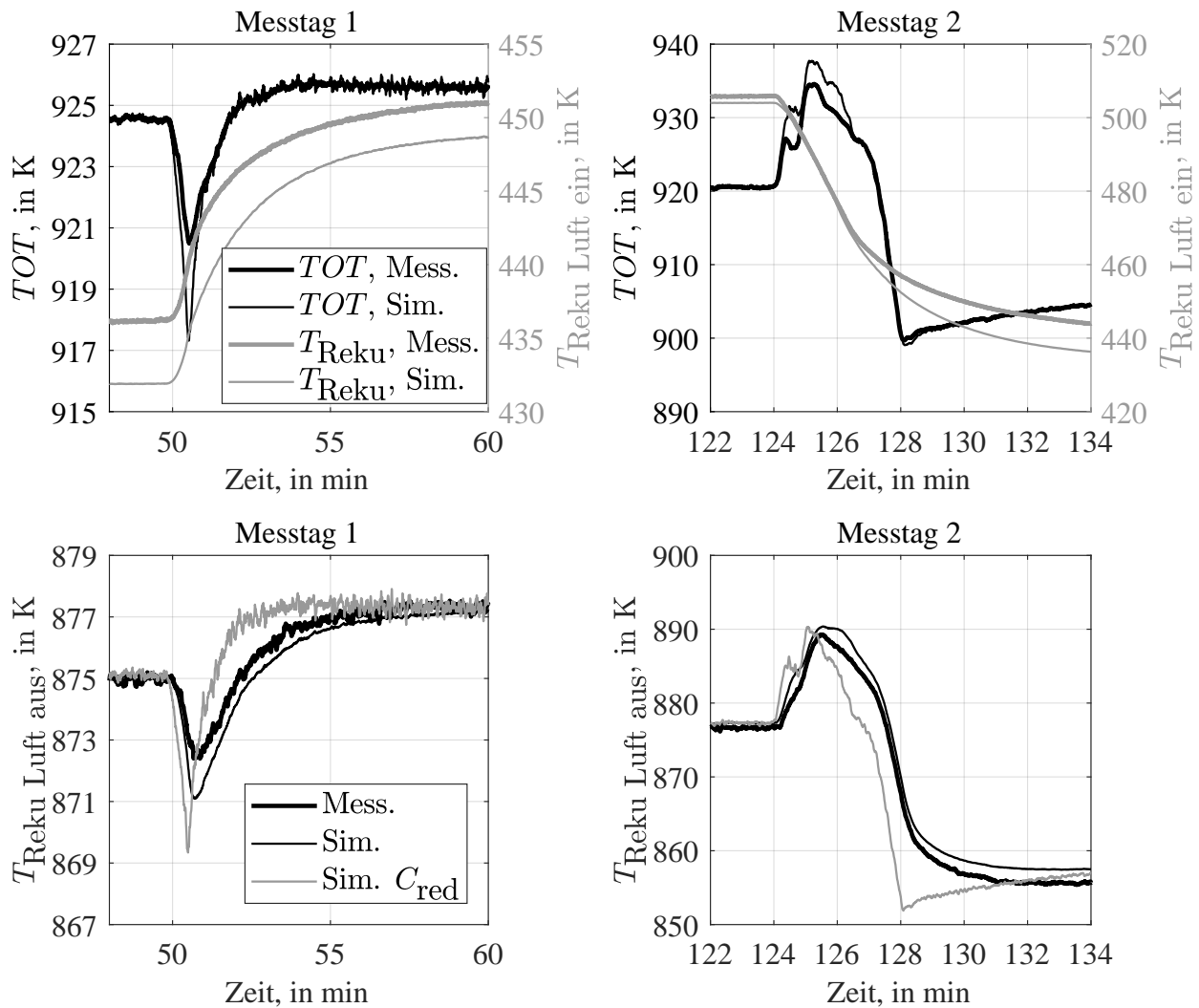


Abbildung 3.23.: Validierung des Aufwärm- und des Abkühlverhaltens des Rekuperators bei einer Drehzahländerung von 80 % auf 85 % der Maximaldrehzahl am Messtag 1 (links) und bei einer Drehzahländerung von 100 % auf 80 % am Messtag 2 (rechts). Die Simulation mit um den Faktor 1000 reduzierten Wärmekapazitäten ist mit  $C_{red}$  gekennzeichnet.

Neben den Rekuperator Austrittstemperaturen  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  und  $T_{\text{Reku Abgas aus}}$  beeinflusst das transiente Verhalten des Rekuperatormodells weitere Größen mittelbar. Beispielsweise sinken die Prozesstemperaturen bei einer Lastreduktion. Der Rekuperator kühlt daraufhin ebenfalls ab und gibt dabei einen Teil der im Material gespeicherten Wärme an das Gas ab. Damit dieser zusätzliche Wärmestrom nicht zu einer Überhöhung der  $TOT$  führt, reduziert das Regelsystem entsprechend den Brenngasstrom. Der Effekt wird durch den Vergleich der Simulationsergebnisse mit realen und stark reduzierten Wärmekapazitäten in Abb. 3.24 veranschaulicht. Nach der Lastreduktion von Volllast auf unterste Teillast sinkt aufgrund der Wärmekapazitäten der Brenngasbedarf kurzzeitig um ca. 10 %.

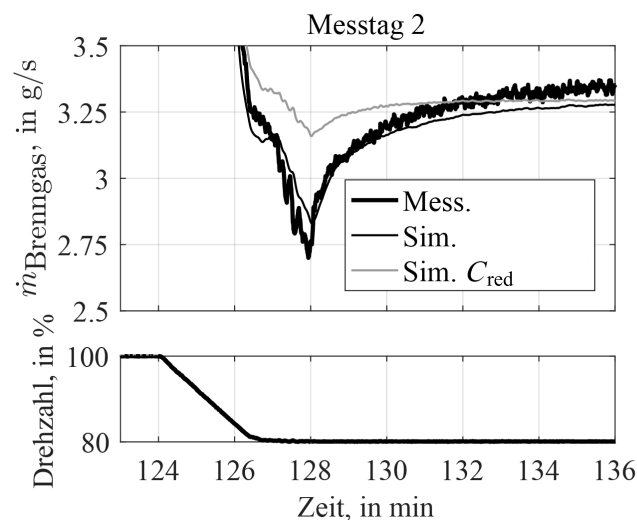


Abbildung 3.24.: Validierung und Analyse des Einfluss der Wärmekapazitäten auf den benötigten Brenngasmassenstrom bei einer Laständerung von Volllast auf niedrigste Teillast. Die Simulation mit um den Faktor 1000 reduzierten Wärmekapazitäten ist mit  $C_{\text{red}}$  gekennzeichnet.

Die Ergebnisse verifizieren nicht nur Parameterwerte wie die Wärmekapazität, sondern zeigen ebenfalls die Güte des Rekuperatormodells auf. So kann trotz der getroffenen Vereinfachungen das transiente Verhalten des Rekuperators gut abgebildet werden.

Noch deutlicher als bei Lastwechseln zeigen sich die Aufwärmvorgänge der Komponenten beim Kaltstartmanöver am zweiten Messtag. Abbildung 3.25 zeigt einen Vergleich der Messdaten mit Simulationsdaten. Auch hier werden zwei Simulationen durchgeführt, eine mit den tatsächlichen Wärmekapazitäten (schwarz) und eine mit um den Faktor 1000 reduzierten

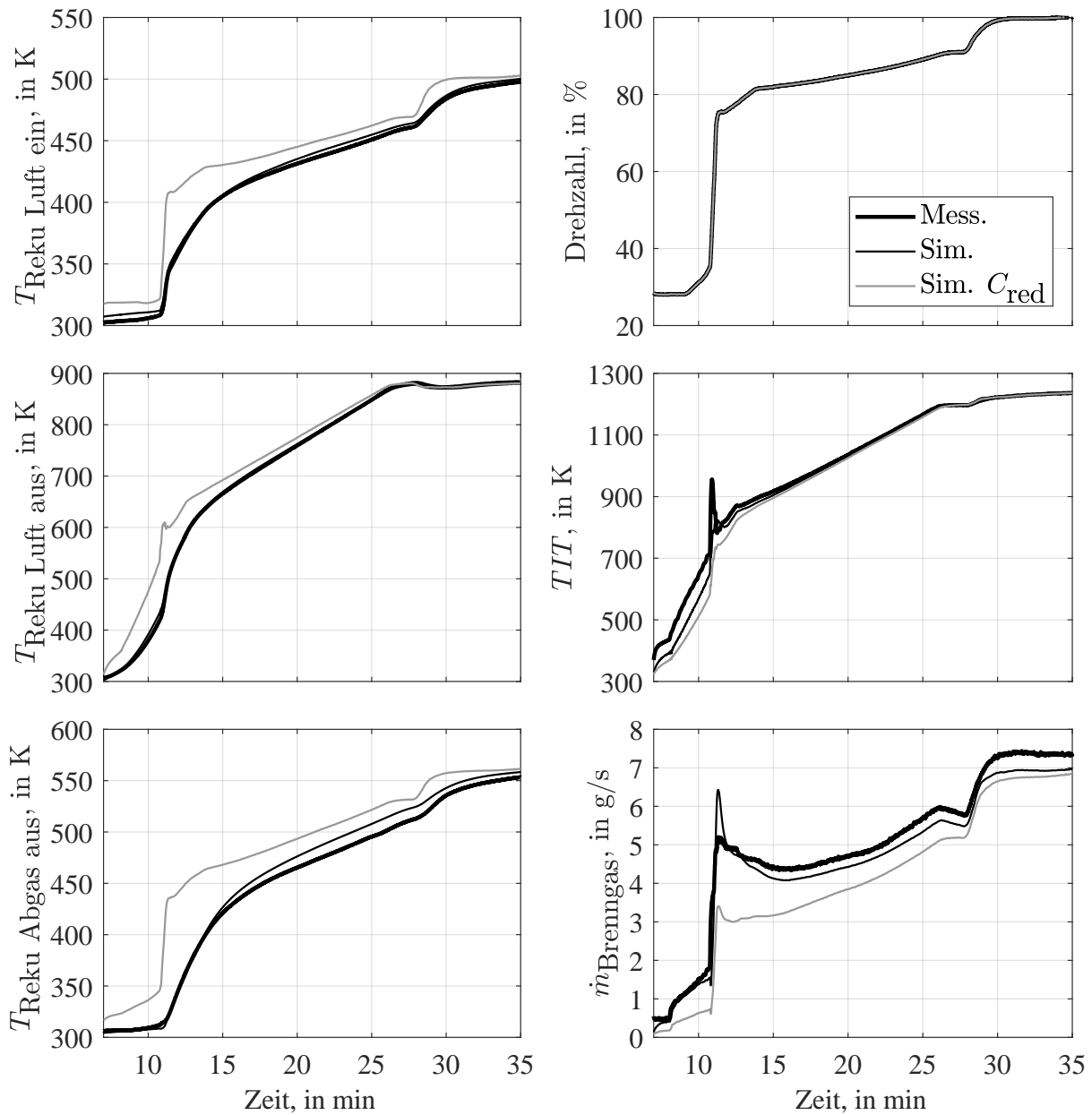


Abbildung 3.25.: Validierung des Kaltstarts der MGT am zweiten Messtag. Gezeigt werden Ergebnisse der Messung und der Simulation mit vollständigen und mit um den Faktor 1000 reduzierten Bauteilwärmekapazitäten ( $C_{\text{red}}$ ).

Wärmekapazitäten (grau). Im Anhang B.5 sind die relativen Abweichungen dargestellt, die aufgrund der Skalierung in Abb. 3.25 zum Teil nicht sichtbar sind.

Bild 3.25 zeigt im oberen linken Bereich die Temperatur der komprimierten Frischluft am Rekuperatoreinlass  $T_{\text{Reku Luft ein}}$ . Mit stark reduzierten Wärmekapazitäten folgt diese Temperatur etwa der Form des Verlaufs des Verdichterdruckverhältnisses  $\Pi_{\text{Verd}}$ , da die spezifische Leistung, die der Verdichter an der Luft verrichtet, von  $\Pi_{\text{Verd}}$  abhängt. Die verdichtete Luft strömt durch die Verdichtervolute und die Verrohrung, in der auch die SDF-Sonde eingebaut ist, bevor sie zum Rekuperator gelangt. Im Experiment entziehen diese noch kalten Bauteile der Luft mehr Energie als im aufgewärmten Zustand, sodass die Luft abkühlt, bevor sie den Rekuperator erreicht. Dadurch ergibt sich der gedämpfte Verlauf von  $T_{\text{Reku Luft ein}}$  in den Messungen.

Die Verläufe von  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  und  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$  ergeben sich analog zu denen beim Lastwechsel. Die Unterschiede zur Simulationen mit geringen Wärmekapazitäten sind beim Kaltstart jedoch deutlich ausgeprägter und weichen mit über 100 K bzw. ca. 2 g/s von den Messungen ab. Die starke Trägheit des realen Verlaufs von  $T_{\text{Reku Abgas aus}}$  ergibt sich aus einer Kombination der beiden zuvor beschriebenen Mechanismen: Einerseits wird die Frischluft, mit der das Abgas im Rekuperator gekühlt wird, vor dem Eintritt in den Rekuperator durch die kalte Verdichtervolute und die Verrohrung abgekühlt und andererseits ist der Rekuperator selbst beim Anfahren noch kalt und entzieht dem Abgas zusätzliche Energie. Die Ein- und die Auslauftemperaturen des Rekuperators können von dem korrekt parametrisierten Modell mit hoher Genauigkeit wiedergegeben werden und weichen zu keinem Zeitpunkt um mehr als 4 % von den gemessenen Werten ab.

Während der steilen Drehzahlrampe, ungefähr ab der 11. Minute, zeigen sich im  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$ - und im  $TIT$ -Signal größere Abweichungen, die auf das zuvor beschriebene Phänomen der zeitlich ungenauen erfassten Ausbrenngrade zurückgeführt werden. Während die Abweichung der  $TIT$  nach der Drehzahlrampe fast komplett verschwindet, reduziert sich die Abweichung von  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$  auf ca. -6 %.

Zuletzt wird das Abfahrmanöver am zweiten Messtag untersucht. Der Fall ist zur Validierung des transienten Simulationsverhaltens besonders geeignet, da einerseits das abrupte Ende der Brenngaszufuhr zu einem ausgeprägt transienten Verhalten der MGT führt. Andererseits wird während des Manövers  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$  statt der  $TOT$  anhand der Messdaten nachgeführt. Nach der

### 3. VALIDIERUNG

Brenngasabschaltung werden somit außer dem Drehzahl-Verlauf und den Umgebungsluftbedingungen keine weiteren Randbedingungen aufgeprägt, wodurch die Güte der Modelle einfacher beurteilt werden kann. Ausgewählte Ergebnisse des Testfalls zeigt Abb. 3.26.

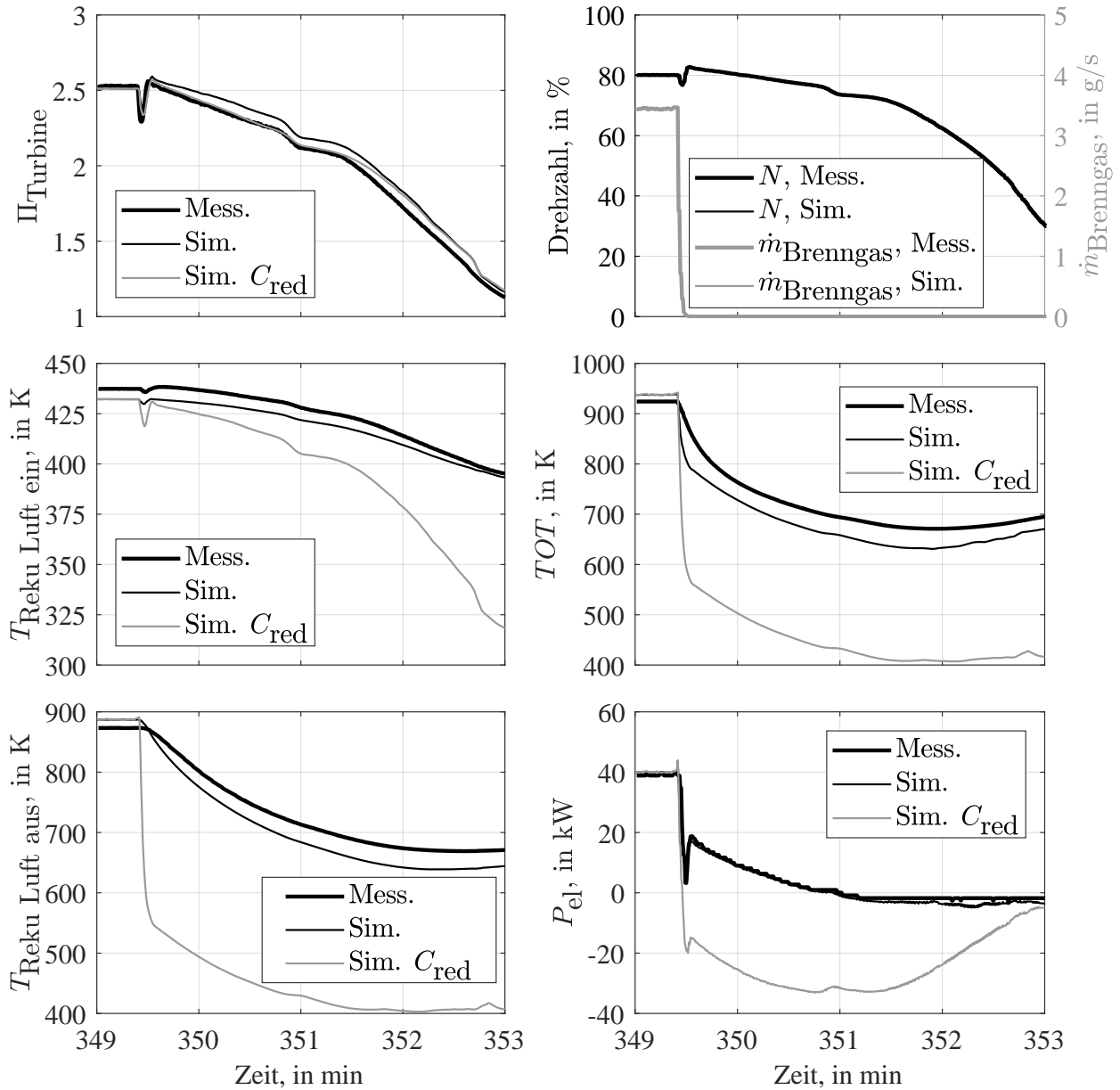


Abbildung 3.26.: Validierung des Abfahrmanövers am zweiten Messtag. Gezeigt werden Ergebnisse der Messung und der Simulation mit vollständigen und mit um den Faktor 1000 reduzierten Bauteilwärmekapazitäten ( $C_{\text{red}}$ ).

Der obere rechte Teil des Bilds zeigt die Verläufe der Drehzahl und des Brenngasmassenstroms aus den Messdaten und den beiden Simulationen. Ergänzend zu den gezeigten Ergeb-

nissen sind die relativen Abweichungen der Temperaturen und der Turbinendruckverhältnisse  $\Pi_{\text{Turbine}}$  im Anhang B.6 aufgeführt.

Wie zuvor bei der Lastreduktion zeigt auch hier  $T_{\text{Reku Luft ein}}$  einen Abfall mit sinkender Drehzahl. Auch  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  sinkt anfangs ab, stabilisiert sich aber nach ca. 3 Minuten. Dieses Phänomen wird nicht allein durch die in den heißen Bauteilwänden gespeicherte Energie verursacht, da es auch bei der Simulation mit reduzierten Wärmekapazitäten in ähnlicher Form auftritt. Die Ursache liegt im Rekuperator, der die Energie in den Kreislauf zurückführt. Da seine Effizienz annähernd konstant ist, kann umso weniger Energie den Kreislauf verlassen, je ähnlicher die beiden Rekuperatoreinlauftemperaturen zueinander sind. Durch den anfänglich starken Abfall der  $TOT$  verringert sich die Differenz zwischen den Rekuperatoreinlauftemperaturen, wodurch sich das weitere Absinken der Temperaturen im Kreislauf verlangsamt. Zusätzlich sinkt mit abnehmendem  $\Pi_{\text{Turbine}}$  und  $TIT$  auch die Leistung, die aus dem Kreislauf über die Turbine abgeführt wird.

Die Zusammenhänge können in der Simulation gut abgebildet werden, sodass die Wendepunkte von  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  und  $TOT$  zeitlich in guter Übereinstimmung mit den Messdaten liegen. Die Absolutwerte der Temperaturen im Kreislauf von  $T_{\text{Reku Luft aus}}$  bis  $T_{\text{Reku Abgas ein}}$  werden mit einer maximalen Abweichung von ca. -5 % wiedergegeben. Die Abweichungen ergeben sich auch aus den Strömungskennfeldern, die für diesen Betriebsbereich nicht optimiert sind. Durch den um ca. 5 % überhöhten  $\Pi_{\text{Turbine}}$ -Wert entzieht die Turbine dem Kreislauf mehr Leistung und lässt damit die Temperaturen weiter absinken.

Der Einfluss der Wärmekapazitäten zeigt sich ebenfalls deutlich in der elektrischen Austrittsleistung  $P_{\text{el}}$ . Während in der Simulation mit reduzierten Wärmekapazitäten der Generator direkt nach dem Abschalten der Brenngaszufuhr als Motor fungieren muss, liefert die MGT tatsächlich noch für ca. 1,5 Minuten Leistung an das Stromnetz. Werden die Wärmekapazitäten in der Simulation in korrekter Höhe berücksichtigt, wird der gemessene Verlauf von  $P_{\text{el}}$  mit hoher Genauigkeit wiedergegeben.

### 3.5. Konservativität und Simulationsgeschwindigkeit

#### Konservativität

Trotz der vorangegangenen Validierung anhand von Messdaten können Fehler in der Energie- und Massenerhaltung des Simulators nicht ausgeschlossen werden. So könnten beispielsweise Ungenauigkeiten der gemessenen Brenngaszusammensetzung durch Fehler im Energieerhaltungsmodell der Brennkammer unbemerkt kompensiert werden.

Für die Untersuchung dieses Aspekts wird daher ein Testfall simuliert, der keinen Messdatenverlauf nachbildet. Der Testfall beginnt mit einem 20-minütigen stationären Betrieb bei einer relativen Drehzahl von 90 % und einer  $TOT$ -Vorgabe von 918,15 K. Daraufhin wird für 30 Minuten die Drehzahl- und  $TOT$ -Vorgabe durch einen Zufallsgenerator variiert, bevor die MGT wieder in den vorherigen stationären Betriebspunkt zurückgeführt wird, wie in Abb. 3.27 oben dargestellt. Alle anderen Randbedingungen bleiben konstant. Die Bauteilwärmekapazitäten werden für diesen Versuch um den Faktor 50 reduziert, sodass die Bauteiltemperaturen ca. 5 Minuten nach der Drehzahl- und  $TOT$ -Variation wieder stationär sind.

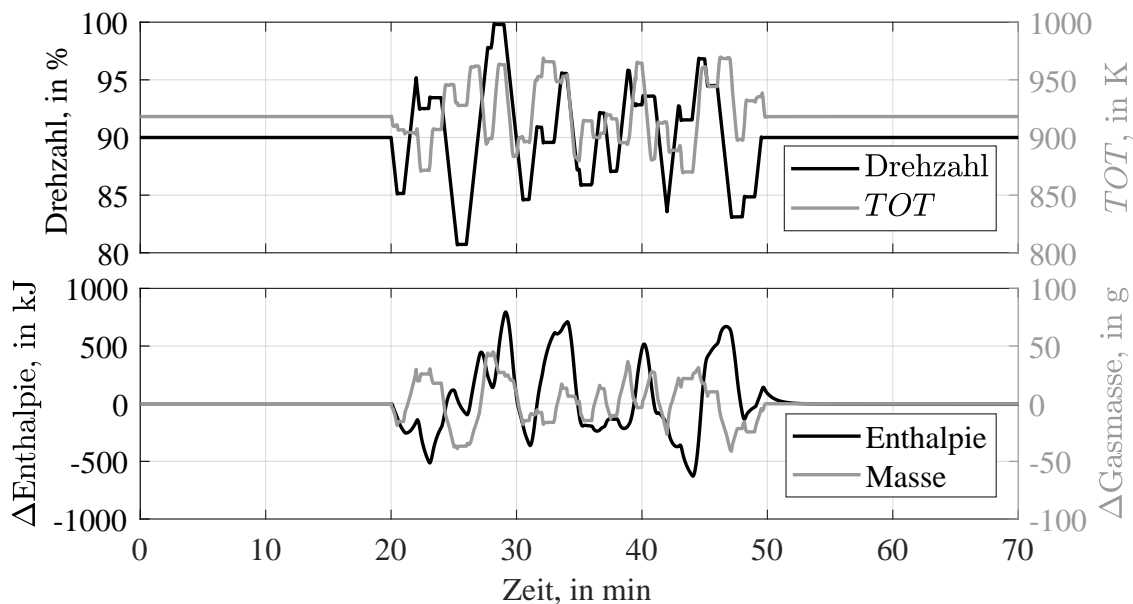


Abbildung 3.27.: Untersuchung der Konservativität von Energie und Masse im Simulationsverlauf mit um den Faktor 50 reduzierten Bauteilwärmekapazitäten. Der obere Bereich zeigt die Bereiche konstanter und zufälliger Sollvorgabe der Drehzahl und  $TOT$ , während die kumulativen Summen der Enthalpie- und Massenströme über die Systemgrenzen im unteren Bild dargestellt werden.



Um die Energie- und Massenerhaltung zu untersuchen, wird die MGT gedanklich zu einem Kontrollraum zusammengefasst, der auch alle Bauteilwände und Isolationen umfasst aber das Welle- und das Generator-Modul nicht einschließt. Der Kontrollraum steht somit im Energie- und Stoffaustausch über die Einlassluft, den Abgasaustritt und den Brenngasstrom durch das Brenngasventil. Zusätzlich ergeben sich Energieströme über die Kontrollraumgrenze zwischen den beiden Strömungsmaschinen und der Welle sowie durch die freie Konvektion zwischen den Bauteiloberflächen und der Umgebung. Ebenso wird die Generatorabwärme berücksichtigt, die zur Einlassstrecke des Verdichters strömt.

Im unteren Bild von Abb. 3.27 sind die kumulativen Summen aller über die Grenzen des Kontrollraums ein- und austretenden Energie- bzw. Massenströme dargestellt, wobei austretende Ströme negativ gewertet werden. Im Idealfall bleiben die kumulativen Summen der Energie- bzw. Massenströme im stationären Betrieb unverändert. Wird der gleiche stationäre Punkt nach einem beliebigen Manöver wieder angefahren, erreichen die Summen im optimalen Fall ebenfalls ihren ursprünglichen Wert.

In der Simulation zeigt die kumulative Summe der Masse nach dem anfänglichen stationären Betrieb eine vernachlässigbare Abweichung von 0,3 mg auf. Nach dem transienten Manöver ist die Abweichung mit -79 mg immer noch vernachlässigbar gering, im Vergleich zur Gasmasse von 4002 kg die in den ersten 55 Minuten über die Systemgrenzen strömt. Die Enthalpieströme weisen während des anfänglichen stationären Betriebs eine Abweichung von -0,34 W auf, bei einer zugeführten Brenngasleistung von ca. 230 kW. Die kumulative Summe der Energieströme während des transienten Manövers von der 20. bis zur 55. Minute ergibt -1,6 kJ, bei einer die Systemgrenze überschreitenden Energiemenge von 1,2 GJ. Die Abweichung ist daher auch bei der Energie sehr gering.

## Simulationsgeschwindigkeit

In allen Validierungsrechnungen werden Simulationsgeschwindigkeiten erzielt, die ca. fünfmal schneller sind als die des realen Prozesses. Das eingangs der Arbeit gestellte Ziel an die Rechengeschwindigkeit wird somit deutlich übertroffen.

Da die Simulationsgeschwindigkeit nahezu proportional von der Zeitschrittweite abhängt, stellt sich die Frage, ob die verwendete Zeitschrittweite von  $\Delta t = 0,5$  ms vergrößert werden könnte. Anhand der Courant-Friedrichs-Lewy-Bedingung [35] kann gezeigt werden, wie nahe

### 3. VALIDIERUNG

---

die Zeitschrittweite an der theoretischen Obergrenze liegt. Nach der Bedingung muss zur Konvergenz eines expliziten Lösungsverfahrens im eindimensionalen Fall die Courant-Zahl  $C \leq 1$  sein. Die Courant-Zahl ist hierbei definiert als:

$$C = \frac{v\Delta t}{\Delta L} \quad (3.10)$$

mit der Gasgeschwindigkeit  $v$  und der diskretisierten Länge in Strömungsrichtung  $\Delta L$ . Zur Anwendung auf ein Verbindungsvolumen (VV) kann (3.10) umgeformt werden zu:

$$C = \frac{v\Delta t}{\Delta L} = \frac{\dot{V}\Delta t}{A\Delta L} = \frac{\dot{V}\Delta t}{\Delta V} \quad (3.11)$$

Mit dem Volumenstrom  $\dot{V}$ , dem Strömungsquerschnitt  $A$  und dem Volumen des VV  $\Delta V$ . Die größte Courant-Zahl ergibt sich für das VV Nr. 8 am Turbineneinlass, das über ein Volumen von 9,6 Liter verfügt (vgl. Abb. 3.10). Sie liegt im Vollastfall mit  $\Delta t = 0,5$  ms bei  $C = 0,37$ .

Theoretisch könnte somit eine längere Zeitschrittweite von ca.  $\Delta t = 1,3$  ms gewählt werden. In der Praxis ist  $\Delta t = 1$  ms tatsächlich ausreichend, um langsame Manöver zu simulieren. Speziell zur Simulation des hochtransienten Anfahrmanövers wird jedoch eine Schrittweite von 0,5 ms benötigt.

Sind ausschließlich langsamere Dynamiken wie Aufwärm- und Abkühlvorgänge der Bauteilwände von Interesse, können die Gasvolumen künstlich vergrößert werden, um größere Zeitschrittweiten zu ermöglichen. Simulationsversuche haben gezeigt, dass bei einer Erhöhung des minimalen VV auf 100 Liter die Zeitschrittweite dementsprechend auf 5 ms angehoben werden kann. Die Validierungsmanöver konnten in dieser Konfiguration stabil nachsimuliert werden, wobei die Simulationsgeschwindigkeit erwartungsgemäß ca. 50-fach über der Prozessgeschwindigkeit lag.

## 4. Zusammenfassung und Ausblick

### Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung eines Simulationswerkzeugs zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Mikrogasturbinen(MGT)-basierten Kraftwerken beschrieben und die Güte des Simulators anhand von Messdaten eines Turbec T100 MGT-Prüfstands validiert.

Eine besondere Herausforderung stellen dabei zwei gegenläufige Anforderungen dar: Einerseits soll die Simulation schneller ablaufen als der reale Prozess, um umfangreiche Parameterstudien zu ermöglichen; andererseits sollen alle maßgeblichen Dynamiken detailliert abgebildet werden. Dazu zählen die Gas- und Thermodynamik, die zeitlichen Verläufe der Gaszusammensetzungen und Wandwärmeströme sowie die Rotordynamik und die Dynamik des Regelsystems. Die Modelle sollen ausreichend detailliert sein, um den kompletten MGT-Betriebsbereich, einschließlich des An- und Abfahrmanövers, mit einem festen Parametersatz abbilden zu können.

Arbeiten aus der Literatur zeigen, dass modellbasierte, grafische Simulationsumgebungen wie MATLAB/Simulink nicht ausreichend effizient sind, um Simulationen solcher Modelle mit der geforderten Rechengeschwindigkeit auszuführen. Daher beinhaltet die vorliegende Arbeit die Entwicklung einer eigenen Simulationsumgebung in Fortran, die neben einer hohen Recheneffizienz auch die nötige Modularität bietet, um verschiedene herkömmliche und neuartige MGT-basierte Anlagenkonzepte abzubilden.

Diese Modularität wird durch das vorgestellte Konzept der alternierenden Speicher- und Flussmodule erreicht. Dank dieses Konzepts, werden keine Abhängigkeiten unter den Modulen geschaffen, die iterativ und damit rechenzeitintensiv gelöst werden müssten. Das entwickelte Modell der Gas- und Thermodynamik folgt diesem Ansatz und basiert auf sich über-

#### 4. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

---

lappenden Kontrollräumen. Mit diesen werden alternierend zuerst die Energie-, Spezies- und Massenbilanz und dann die Impulsbilanz berechnet. Damit kann das physikalische Volumen korrekt in allen Bilanzen berücksichtigt werden. Ein Testfall zeigt zudem, dass die Energie- und Massenerhaltung mit hoher Genauigkeit eingehalten wird, was durch die Wahl der inneren Energie und Dichte als Bilanzgrößen begünstigt wird.

Neben der Simulationsumgebung selbst werden alle zur MGT-Simulation benötigten Modelle detailliert beschrieben und Möglichkeiten zur Erhöhung der Recheneffizienz und Modellgenauigkeit diskutiert. Der modulare Aufbau der Modelle wird ebenfalls skizziert. Einerseits allgemein durch die Einteilung in Speicher- und Flussmodule und andererseits in der Herleitung der Modelle selbst. So wird beispielsweise das Verbrennungsmodell so erstellt, dass nachträglich implementierte Brennstoffe keine Erweiterung des Verbrennungsmodells erfordern. Das Modell bildet auch die Verbrennung von Wasserstoff korrekt ab, bei der aufgrund der Wärmekapazitätsunterschiede zwischen Edukt- und Produktgas einfacherer Verbrennungsmodelle zu fehlerhaften Ergebnissen führen können.

Einen weiteren Schwerpunkt bildet die Modellierung des Rekuperators, da dieser wesentlich den zeitlichen Verlauf vieler Prozesstemperaturen beeinflusst. Um die dynamische Temperaturverteilung zu erfassen und dennoch den Rechenaufwand gering zu halten, wird eine hybride örtliche Diskretisierung entworfen, bei der nur die Temperaturen eindimensional aufgelöst werden. Die anderen Größen berücksichtigt ein 0D-Modell. Das 1D-Temperaturmodell ist darauf optimiert, bereits mit einer geringen Anzahl an Diskretisierungsschichten das Verhalten des Rekuperators gut wiederzugeben. Die dabei auftretenden Abhängigkeiten werden algebraisch gelöst, wodurch die Rechengeschwindigkeit weiter erhöht wird.

Im zweiten Teil der Arbeit wird die Validierung des Simulators anhand von Messdaten eines Turbec T100 MGT-Prüfstands behandelt. Die Modellierung der Anlage gibt ein Beispiel, wie mit der Simulationsumgebung Kreislaufmodelle gebildet werden und beschreibt maschinenspezifische Besonderheiten der T100 MGT.

Die Modellparameter werden nach ihren Abhängigkeiten in drei Gruppen unterteilt und identifiziert. Einen Schwerpunkt bildet dabei die Kalibrierung der Strömungsmaschinenkennfelder. Diese werden mit den Softwarepaketen Smooth T/C sowie einem dafür entwickelten MATLAB-Programm an die Messdaten angepasst. Einige Parameter werden durch Parameterstudien mit dem Simulator bestimmt. Die hohe Rechengeschwindigkeit zahlt sich hier be-

---

sonders aus. So werden auch umfangreiche Parameterstudien in kurzer Zeit mit einem automatisierten und für Mehrkernsysteme optimierten Ansteuerungsprogramm durchgeführt.

Die Validierungsergebnisse der stationären Betriebszustände zeigen über den kompletten Lastbereich der MGT eine gute Übereinstimmung zwischen Simulations- und Messdaten, mit maximalen Temperatur- und Druckabweichungen von  $\pm 2\%$  und maximalen Luftmassenstromabweichungen von 2,6 %.

Für die Validierung des instationären Verhaltens werden unterschiedliche Lastwechsel sowie ein Kaltstart und ein Abfahrvorgang berücksichtigt. Das zeitliche Verhalten der Maschine wird dabei maßgeblich von den transienten Auf- und Abkühlvorgängen der Bauteile beeinflusst. Um diesen Einfluss detailliert darzustellen, werden neben den eigentlichen Validierungsrechnungen weitere Simulationen, mit stark reduzierten Bauteilwärmekapazitäten, durchgeführt. Die Lastwechselmanöver werden von dem korrekt parametrisierten Modell gut wiedergegeben. Mit reduzierten Bauteilwärmekapazitäten ergeben sich große Abweichungen zu den Messdaten, wodurch die Notwendigkeit der detaillierten Wärmestrom- und Wärmespeichermodelle aufgezeigt wird.

Die Messdaten des Kaltstartmanövers zeigen eine interne Leckage an der zu Messzwecken verlängerten Brennkammer auf, die den Ausbrenngrad zeitweise stark beeinträchtigt. Abgesehen von diesem Zeitabschnitt können die Verläufe der Zustands- und Prozessgrößen mit guter Übereinstimmung wiedergegeben werden. Die Simulationen mit unterschiedlichen Wärmekapazitäten zeigten den Einfluss der kalten Bauteile deutlich. So weicht beispielsweise die Frischlufttemperatur am Rekuperatoreinlass ohne korrekte Berücksichtigung der Wärmekapazitäten kurzzeitig um über 30 % von den Messdaten ab, wohingegen das korrekt parametrisierte Modell eine Abweichung von weniger als 2 % aufweist.

Beim Abfahrvorgang nehmen viele Prozesstemperaturen auch nach dem Abschalten der Brenngaszufuhr nur langsam ab, da die heißen Bauteilwände das Gas aufwärmen und der Rekuperator Wärme in den Kreislauf zurückführt. Der Testfall ist daher besonders geeignet, um den Abkühlprozess der Bauteile zu untersuchen und das Rekuperatormodell zu validieren. Auch hier geben die Modelle mit hoher Übereinstimmung den Verlauf der Messdaten wieder. Neben dem verzögerten Absinken der Gastemperaturen zeigen die Mess- und Simulationsergebnisse ebenfalls übereinstimmend, dass die MGT nach der Brenngasabschaltung noch über eine Minute lang Energie an das Stromnetz liefert. Der Effekt der Rekuperation ist auch im Mo-

dell mit verringerten Wärmekapazitäten deutlich beobachtbar und kann somit getrennt vom Einfluss der Wärmekapazitäten untersucht werden.

Die erfolgreiche Validierung bestätigt, dass das Simulationsmodell ausreichend detailliert ist, um mit einem festen Parametersatz das nichtlineare Verhalten der MGT in allen stationären und instationären Betriebsbereichen abzubilden. Aufgrund der 0D-Modelle ist die Kalibrierung einiger Parameter und die Kenntnis der Strömungsmaschinenkennfelder jedoch eine Voraussetzung, um akkurate Ergebnisse zu erzielen.

Durch die Kombination recheneffizienter Modelle und der in Fortran erstellten Simulationsumgebung liegt die Rechengeschwindigkeit um den Faktor fünf über der Geschwindigkeit des realen Prozesses und übertrifft damit die Geschwindigkeitsanforderung deutlich.

## Ausblick

Simulationen von MGT der 100 kW<sub>el</sub>-Klasse werden schneller als in Echtzeit durchgeführt. Daher ist der Simulator prinzipiell für Echtzeit-Anwendungen wie Hardware-in-the-loop und Cyber-Physical-Systems geeignet, bei denen die Simulation in Echtzeit mit der Hardware interagiert. Die praktische Umsetzung ist jedoch nicht trivial. So muss der Simulator unter anderem auf ein Echtzeitbetriebssystem portiert werden, das nötige Interruptsystem zur Kommunikation entwickelt und Algorithmen mit nicht-deterministischer Berechnungszeit ersetzt werden.

Aktuell wird für das Projekt DemoHydra (BMW, Förderkennzeichen 03ET6032) auf der Simulationsumgebung ein Modell der EnerTwin MGT der Firma MTT aufgebaut. Die EnerTwin ist mit einer elektrischen Austrittsleistung von 3 kW<sub>el</sub> wesentlich kleiner als die in dieser Arbeit untersuchte MGT. Da die Wärmeverluste bei kleineren MGTs ausgeprägter sind, stellt das Projekt einen weiteren interessanten Validierungsfall für die implementierten Wärmestrommodelle dar.

Die Simulationsplattform ist aber nicht auf die Modellierung klassischer, erdgasbetriebener MGTs beschränkt. So können neue Brennstoffe und Bauteilmodelle mit geringem Aufwand implementiert werden. Ebenso können bestehenden Schnittstellen erweitern oder um neue Schnittstellen ergänzen werden, um beispielsweise ein Kühlkreislauf abzubilden.

---

Im Projekt DemoHydra sollen zukünftig die Erweiterungsmöglichkeiten genutzt werden, um ein Brennstoffzellenmodell zu implementieren und damit die Simulation von MGT-SOFC-Hybridkraftwerken zu ermöglichen. Da im transienten Betrieb von Hybridkraftwerken zwischen verschiedene Strömungspfade gewechselt wird, müssen auch ruhende Fluide abgebildet werden. Wärmeverluste ruhender Fluide werden jedoch von den aktuell implementierten Modellen nicht unterstützt. Ein Lösungsansatz könnte darin bestehen, die Verlustwärmeströme der ruhenden Gasmassen in die Energiebilanzen der Verbindungsvolumen aufzunehmen.

In diesem Sinne beschreibt die Arbeit nicht nur ein abgeschlossenes Projekt zur Erstellung und Validierung eines MGT-Simulators, sondern stellt auch den Startpunkt neuer Untersuchungen dar und bietet eine flexible Grundlage für zukünftige Entwicklungen.

## A. Übersicht der Modellparameter

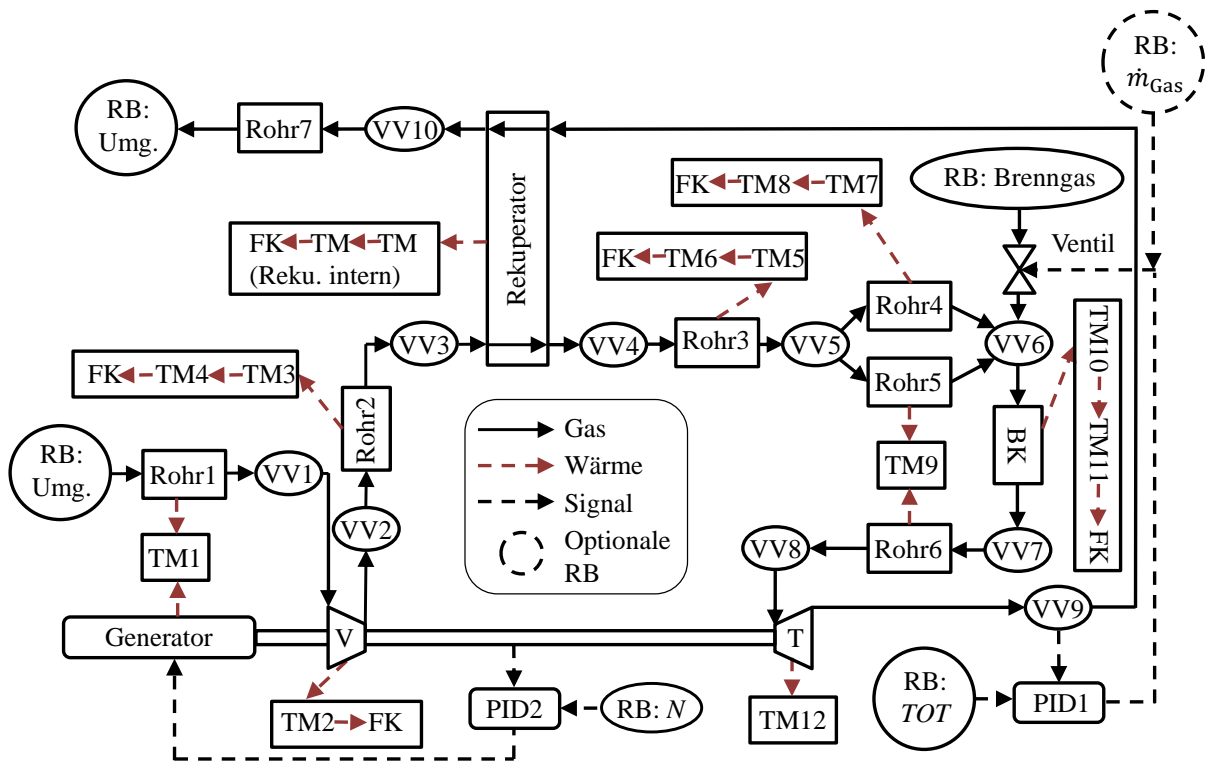


Abbildung A.1.: Gesamtmodell der Turbec T100 MGT mit der in Tab. A.1 verwendeten Bauteilnummerierung.



Tabelle A.1.: Parameterwerte des T100 MGT-Gesamtmodells.

Parameterwerte der Verbindungsvolumen			
VV 1, Volumen:	0,181 m <sup>3</sup>	VV 2, Volumen:	0,022 m <sup>3</sup>
VV 3, Volumen:	0,036 m <sup>3</sup>	VV 4, Volumen:	0,057 m <sup>3</sup>
VV 5, Volumen:	0,047 m <sup>3</sup>	VV 6, Volumen:	0,016 m <sup>3</sup>
VV 7, Volumen:	0,010 m <sup>3</sup>	VV 8, Volumen:	0,034 m <sup>3</sup>
VV 9, Volumen:	0,090 m <sup>3</sup>	VV 10, Volumen:	0,341 m <sup>3</sup>
Parameterwerte der Rohrströmungen			
Rohr 1, Länge:	5,00 m	Rohr 2, Länge:	3,83 m
Rohr 3, Länge:	4,25 m	Rohr 4, Länge:	1,58 m
Rohr 5, Länge:	1,58 m	Rohr 6, Länge:	0,87 m
Rohr 7, Länge:	8,00 m	Rohr 1, Durchmesser:	0,300 m
Rohr 2, Durchmesser:	0,109 m	Rohr 3, Durchmesser:	0,153 m
Rohr 4, Durchmesser:	0,081 m	Rohr 5, Durchmesser:	0,081 m
Rohr 6, Durchmesser:	0,081 m	Rohr 7, Durchmesser:	0,300 m
Rohr 1, $\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast:	glattes Rohr	Rohr 2, $\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast:	1,35 %
Rohr 3, $\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast:	0,35 %	Rohr 4, $\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast:	0,52 %
Rohr 5, $\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast:	0,52 %	Rohr 6, $\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast:	0,52 %
Rohr 7, $\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast:	0,59 %		
Parameterwerte der thermischen Massen			
TM 1, Totalkapazität:	95 J/K	TM 2, Totalkapazität:	36697 J/K
TM 3, Totalkapazität:	27635 J/K	TM 4, Totalkapazität:	19272 J/K
TM 5, Totalkapazität:	24707 J/K	TM 6, Totalkapazität:	33512 J/K
TM 7, Totalkapazität:	1348 J/K	TM 8, Totalkapazität:	50822 J/K
TM 9, Totalkapazität:	3956 J/K	TM 10, Totalkapazität:	14500 J/K
TM 11, Totalkapazität:	25428 J/K	TM 12, Totalkapazität:	5120 J/K
TM 1, Wärmeleitwert:	15,00 W/K/m	TM 2, Wärmeleitwert:	30,00 W/K/m
TM 3, Wärmeleitwert:	15,00 W/K/m	TM 4, Wärmeleitwert:	0,10 W/K/m
TM 5, Wärmeleitwert:	15,00 W/K/m	TM 6, Wärmeleitwert:	0,12 W/K/m
TM 7, Wärmeleitwert:	0,18 W/K/m	TM 8, Wärmeleitwert:	50,00 W/K/m
TM 9, Wärmeleitwert:	25,10 W/K/m	TM 10, Wärmeleitwert:	27,20 W/K/m
TM 11, Wärmeleitwert:	50,00 W/K/m	TM 12, Wärmeleitwert:	27,00 W/K/m
TM 1, Dicke:	0,005 m	TM 2, Dicke:	0,022 m

*Fortsetzung siehe nächste Seite*

## A. ÜBERSICHT DER MODELLPARAMETER

Tabelle A.1 – Fortsetzung von vorheriger Seite

TM 3, Dicke: 0,003 m	TM 4, Dicke: 0,050 m
TM 5, Dicke: 0,003 m	TM 6, Dicke: 0,050 m
TM 7, Dicke: 0,020 m	TM 8, Dicke: 0,020 m
TM 9, Dicke: 0,003 m	TM 10, Dicke: 0,001 m
TM 11, Dicke: 0,020 m	TM 12, Dicke: 0,010 m
<b>Brennkammer als äquivalentes Rohr</b>	
Länge: 0,53 m	Durchmesser: 0,188 m
$\Delta p_{\text{rel}}$ Volllast: 3,7 %	
<b>Verdichter- und Turbinenvolute als äquivalente Rohre</b>	
Verdichter, Länge: 1,91 m	Turbine, Länge: 0,66 m
Verdichter, Durchmesser: 0,072 m	Turbine, Durchmesser: 0,11 m
<b>Parameterwerte des Rekuperators</b>	
Allgemein	
Diskretisierungsschichten: 15	Kanalanzahl pro Seite: 44491
Kern Kanallänge: 0,247 m	Kreuzstromanteil: 30 %
Kreuzstrom Malus: –60 %	Kern Höhe: 0,835 m
Kern Breite: 0,388 m	Kern Wärmekapazität: 51217 J/K
Kanalwände des Kerns	
Dicke: 0,076 mm	Wärmeleitwert: 20 W/K/m
Wärmekapazität: 740 J/kg/K	Dichte: 7874 kg/m <sup>3</sup>
Querschnittsfläche: 0,8 mm <sup>2</sup>	
Nu-Korrelation des Kerns zur Re-Zahl:	$0,0125 \cdot Re + 0,32$
Abgasseite	
Gesamte Stromläng: 0,662 m	Stromquerschnittsfläche: 3,3 mm <sup>2</sup>
Kanal Umfang: 1,05 cm	Wärmerippen: Nein
Ein- und Auslass Vol.: 0,081 m <sup>3</sup>	Rel. Druckverlust: 2,73 %
Luftseite	
Gesamte Stromläng: 0,88 m	Stromquerschnittsfläche: 2,42 mm <sup>2</sup>
Kanal Umfang: 1,05 cm	Wärmerippen: Nein
Ein- und Auslass Vol.: 0,0089 m <sup>3</sup>	Rel. Druckverlust: 2,04 %
Druckgehäuse	
Dicke: 4 mm	Wärmeleitwert: 15 W/K/m

Fortsetzung siehe nächste Seite

Tabelle A.1 – Fortsetzung von vorheriger Seite

Dichte: 7900 kg/m <sup>3</sup>	Wärmekapazität: 560 J/kg/K
Wärmekapazität: 10674 J/K	
Isolation	
Dicke: 18 cm	Wärmeleitwert: 0,05 W/K/m
Dichte: 160 kg/m <sup>3</sup>	Wärmekapazität: 1000 J/kg/K
<b>Rotationsträgheit</b>	
Welle, Laufräder und Generatorläufer:	0,0083 kg · m <sup>2</sup>
<b>Regelsystem</b>	
TOT-Regler	
K <sub>p</sub> : 1080 kg/(s · K)	K <sub>i</sub> : 4235 kg/(s <sup>2</sup> · K)
Drehzahl-Regler	
K <sub>p</sub> : 6 · 10 <sup>-6</sup> Ws	K <sub>i</sub> : 8,31 · 10 <sup>-6</sup> W
K <sub>d</sub> : 1,04 · 10 <sup>-6</sup> kg/K	
<b>Anpassung der Wärmekapazitäten</b>	
In den Totkapazitäten bereits berücksichtigt	
TM1-TM2: 1	TM3: 2
TM4: 2	TM5: 1
TM6: 1,5	TM7-TM11: 1
TM12: 1,6	
<b>Anpassung des Wärmestroms vom Gasstrom zum Bauteil</b>	
Rohr 1, Faktor: 1	Rohr 2, Faktor: 3
Rohr 3, Faktor: 1	Rohr 4, Faktor: 3
Rohr 5, Faktor: 1	Rohr 6, Faktor: 1
Rohr 7, Faktor: 1	Turbinenrad, Faktor: 4,5
Verdichtervolute, Faktor: 1,6	Brennkammer, Faktor: 10
<b>Anpassung des konduktiven Wärmestroms</b>	
TM3→TM4, Faktor: 4	TM5→TM6, Faktor: 2,6
TM7→TM8, Faktor: 4	TM10→TM11, Faktor: 1
<b>Anpassung des Wärmestroms vom Bauteil zur Umgebung</b>	
TM2, Faktor: 1,6	TM4, Faktor: 4
TM6, Faktor: 2,6	TM8, Faktor: 4
TM11, Faktor: 1	

Fortsetzung siehe nächste Seite

## A. ÜBERSICHT DER MODELLPARAMETER

Tabelle A.1 – Fortsetzung von vorheriger Seite

<b>Brenngasventil</b>	
Schaltzeitkonstante 10 ms	Strömungszeitkonstante 10 ms
<b>Generator</b>	
Gesamtverlustberechnung (Vorzeichenkonvention siehe Abschnitt 3.3.3)	
$P_{\text{Reibung}} = 1,282 \cdot N$ $P_{\text{mech,netto}} = P_{\text{mech}} + P_{\text{Reibung}}$ $P_{\text{Gesamtverlust}} = P_{\text{Reibung}} + 3473 \text{ W} + 0,0812 \cdot  P_{\text{mech,netto}}  + 2,665 \cdot 10^{-7} \frac{1}{\text{W}} \cdot  P_{\text{mech,netto}} ^2 - \dots$ $4,479 \cdot 10^{-12} \frac{1}{\text{W}^2} \cdot  P_{\text{mech,netto}} ^3$	
Abwärmestrom auf Generatorgehäuse (TM1)	
$\dot{Q}_{\text{Abwärme}} = \max(0, 0.0649 P_{\text{mech,netto}} - 239 \text{ W})$	

## B. Zusätzliche Validierungsergebnisse

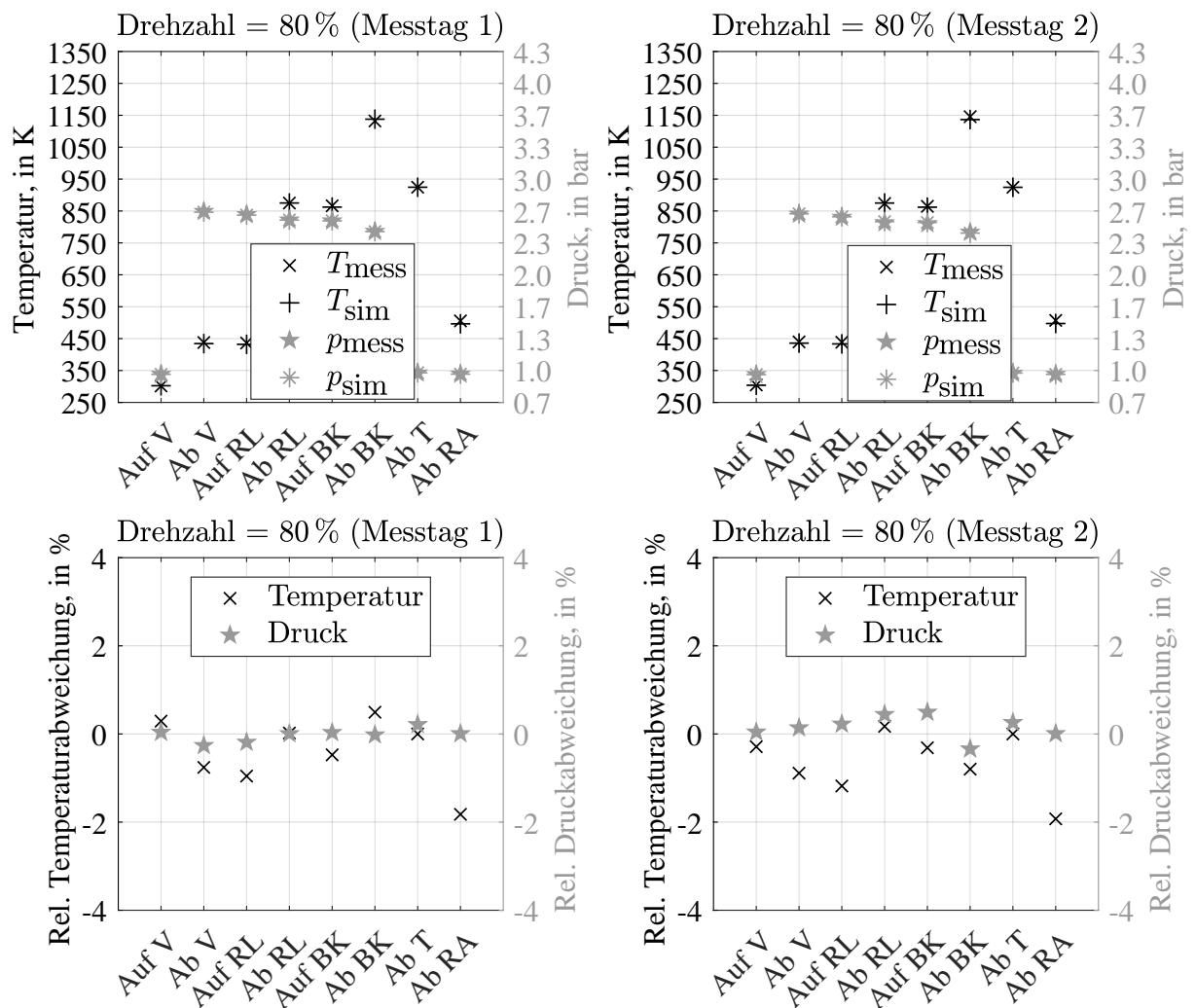


Abbildung B.1.: Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Teillastpunkt bei 80 % der Maximaldrehzahl (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite).

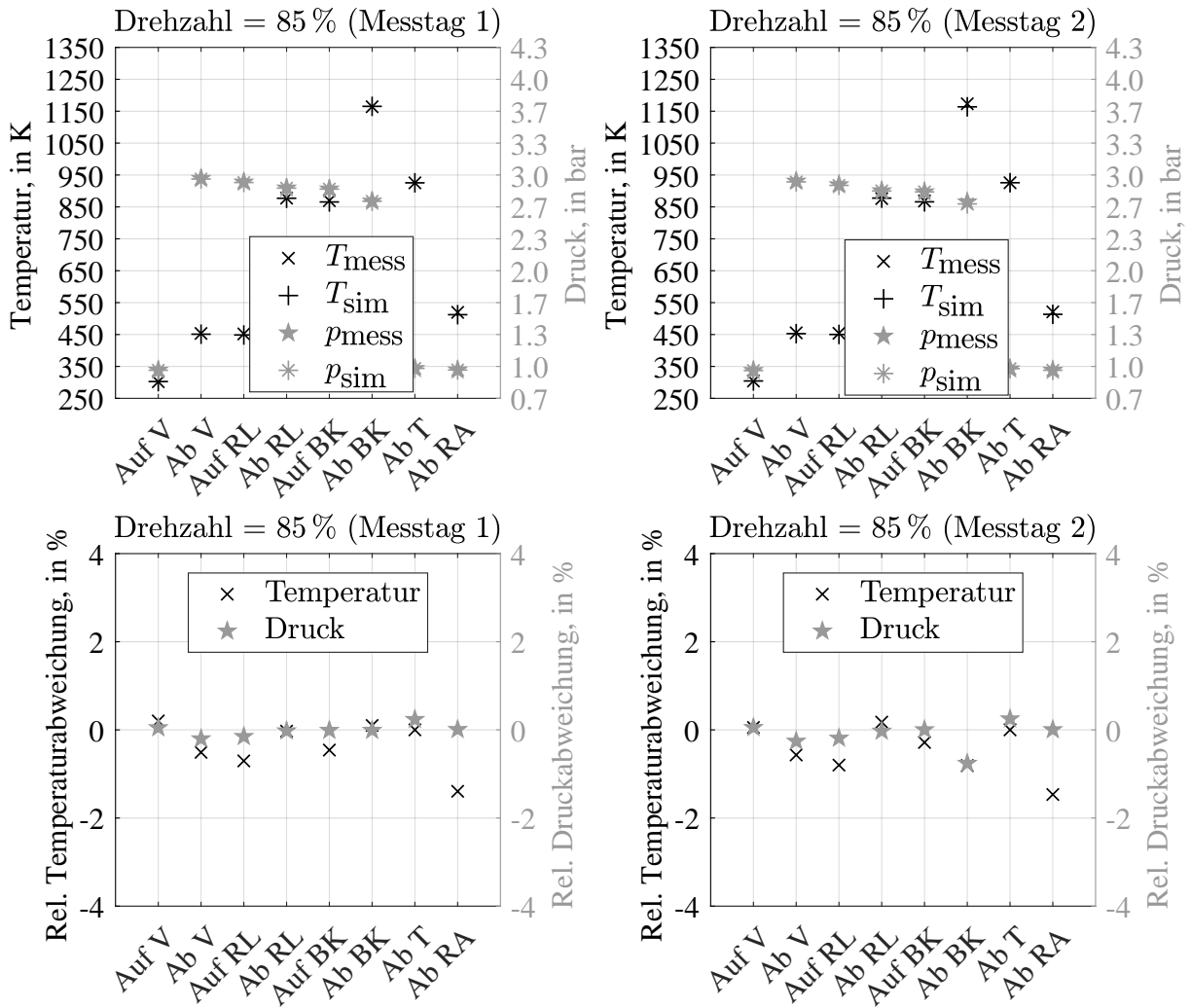


Abbildung B.2.: Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Teillastpunkt bei 85 % der Maximaldrehzahl (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite).

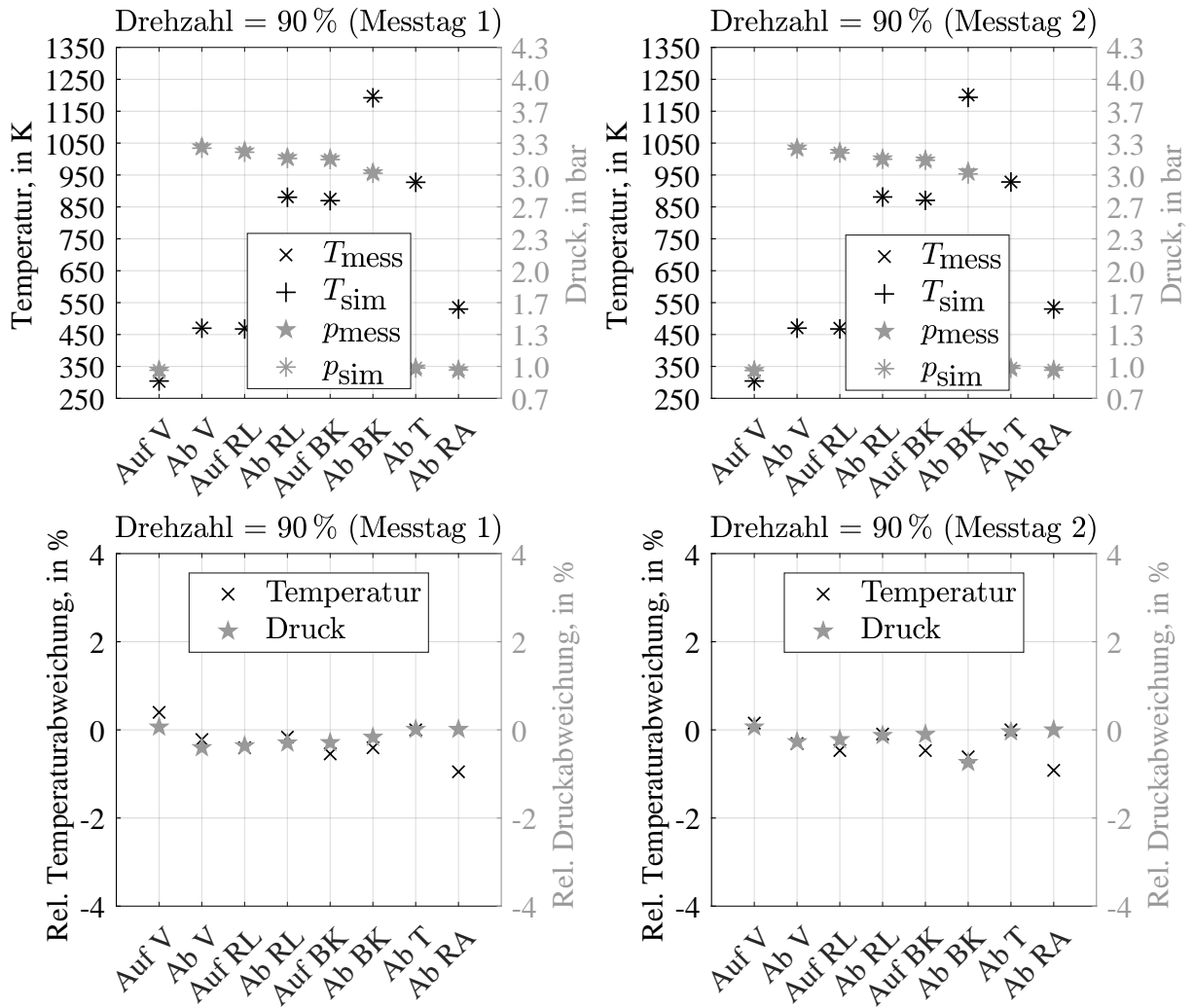


Abbildung B.3.: Temperaturen und Drücke der Messungen und Simulationen an verschiedenen Positionen der MGT sowie deren relative Abweichungen im Teillastpunkt bei 90 % der Maximaldrehzahl (ab = stromab; auf = stromauf; RL = Rekuperator Luftseite; RA = Rekuperator Abgasseite).

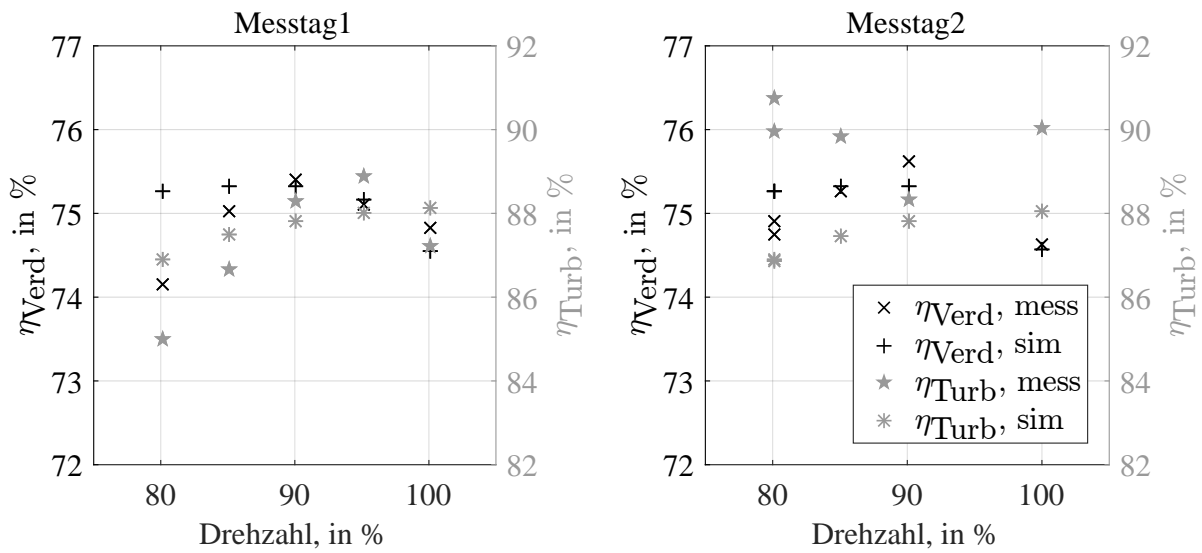


Abbildung B.4.: Vergleich der gemessenen und simulierten isentropen Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen in stationären Betriebspunkten.



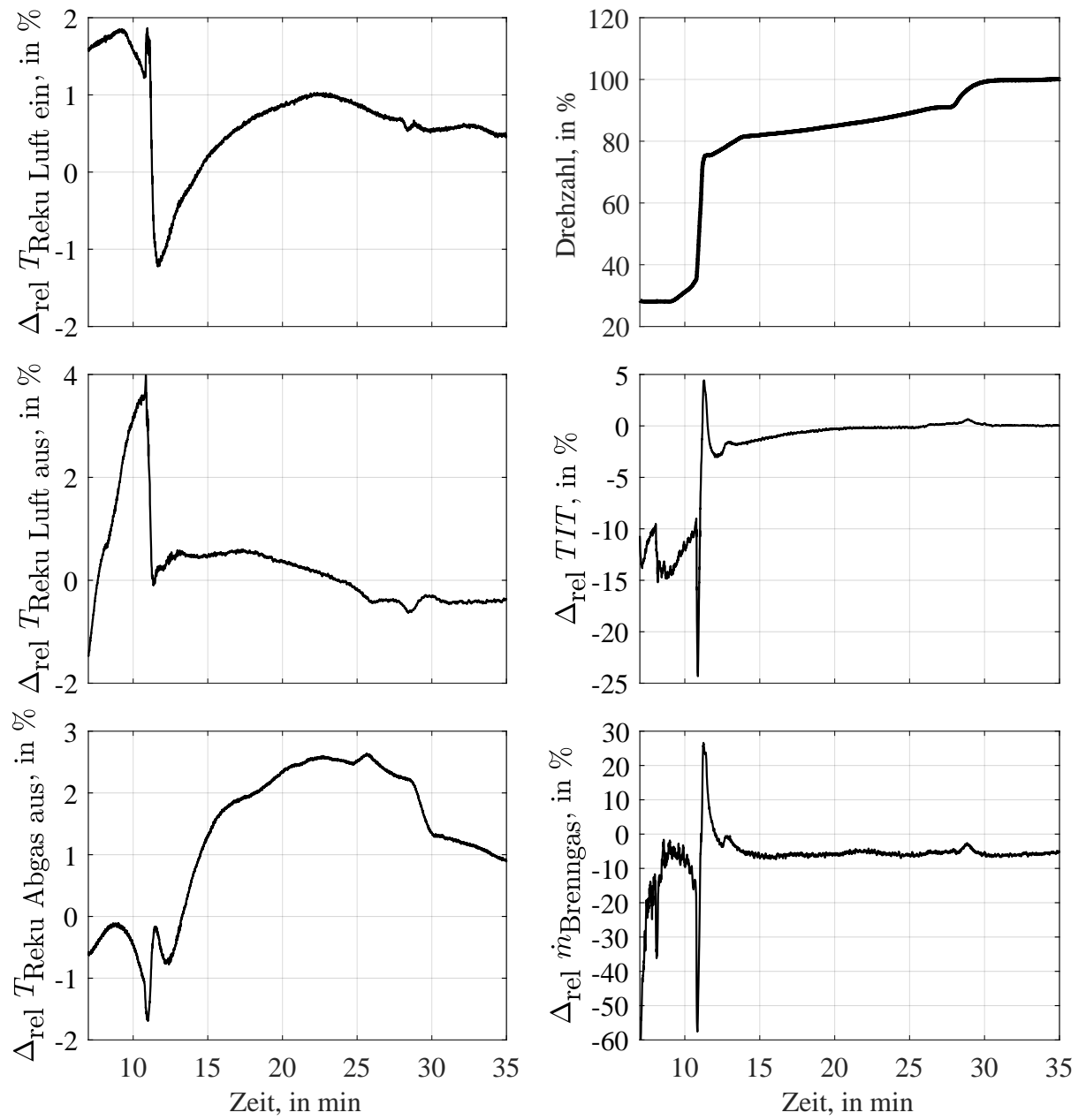


Abbildung B.5.: Relative Abweichungen  $\Delta_{\text{rel}}$  zwischen Messung und Simulation während des Kaltstarts der MGT am zweiten Messtag. Zur Übersicht wird die gemessene Drehzahl im Plot oben rechts gezeigt.

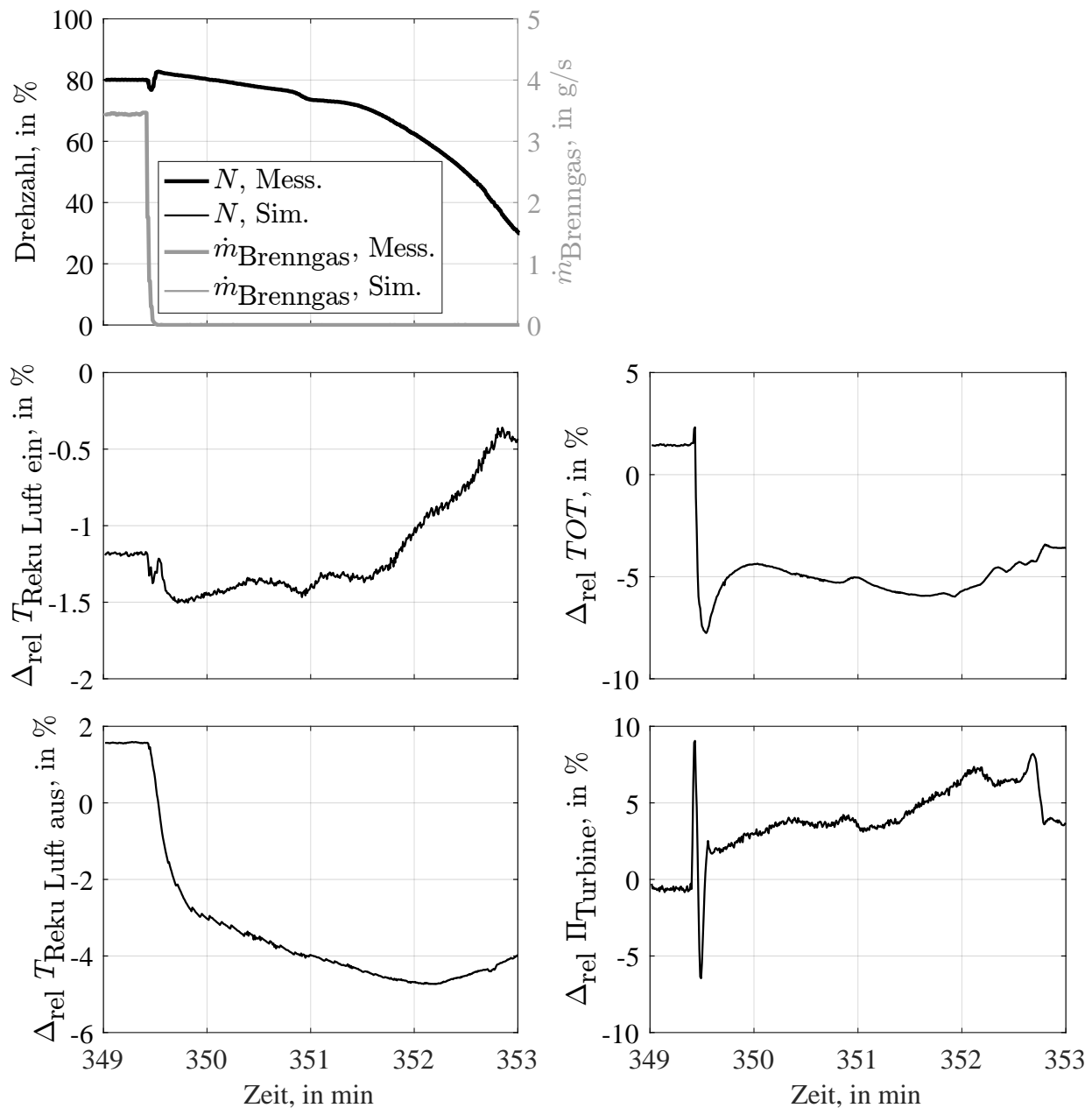


Abbildung B.6.: Relative Abweichungen  $\Delta_{\text{rel}}$  zwischen Messung und Simulation während des Abfahrmanövers der MGT am zweiten Messtag. Zur Übersicht ist links oben der Drehzahl- und  $\dot{m}_{\text{Brenngas}}$ -Verlauf angegeben. Die Relative Abweichungen von  $P_{\text{el}}$  (leerer Bereich rechts oben) ist nicht angegeben, da sie für Messgrößen gleich Null nicht definiert ist.

## C. Untersuchung der Péclet-Zahlen

In der Arbeit wird die Annahme getroffen, dass der diffusive Stofftransport und der diffusive Wärmetransport aufgrund des wesentlich ausgeprägteren advektiven Transports der jeweiligen Größe vernachlässigt werden können. Beide Annahmen können durch Berechnung der Péclet-Zahl, die das Verhältnis des advektiven zum diffusiven Transport beschreibt, überprüft werden.

Bezogen auf den Stofftransport ist die Péclet-Zahl gegeben durch [19]:

$$Pe = Re \cdot Sc = \frac{L_{\text{chara}} \cdot v}{D} \quad (\text{C.1})$$

mit der Schmidt Zahl  $Sc = \eta/(\rho \cdot D)$ , die wiederum das Verhältnis des diffusiven Impulstransports zum diffusiven Stofftransport angibt, der charakteristischen Länge  $L_{\text{chara}}$ , der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  und der Diffusionskonstanten  $D$ . Untersucht werden die Péclet-Zahlen in diesem Fall im Volllastbetrieb der MGT für eine Variation der Kohlenstoffdioxid-Konzentration. Die Diffusionskonstante für ein inhomogenes Luft-Kohlenstoffdioxid-Gemisch nimmt bei einem Referenzdruck  $p_{\text{ref}} = 101325 \text{ Pa}$  und der Referenztemperatur  $T_{\text{ref}} = 282 \text{ K}$  den Wert  $D_{\text{ref}} = 0,148 \text{ cm}^2/\text{s}$  an [19]. Der Diffusionskoeffizient hängt etwa reziprok proportional vom Druck und in der 1,5- bis 1,8-ten Potenz von der Temperatur ab [19]. Er wird daher mit

$$D = D_{\text{ref}} \cdot \left( \frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^{1,65} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p} \quad (\text{C.2})$$

an die Prozessbedingungen der MGT angepasst. Dabei zeigt sich, dass außerhalb des Rekuperatorkerns die Péclet-Zahlen im Bereich  $> 10^4$  liegen. Im Rekuperatorkern der Abgasseite wird aufgrund des sehr kleinen Kanalaradius von ca. 1 mm die kleinste Péclet-Zahl von 280 erreicht.

Bezogen auf den Wärmetransport ist die Péclet-Zahl gegeben durch [70]:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{L_{\text{chara}} \cdot v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \quad (\text{C.3})$$

mit der Prandtl-Zahl  $Pr$  sowie der Dichte  $\rho$ , der spezifischen isobaren Wärmekapazität  $c_p$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Gases. Analog zur vorherigen Untersuchung des Stofftransports ergeben sich auch in diesem Fall Péclet-Zahlen, die außerhalb des Rekuperatorkerns im Bereich  $> 10^4$  liegen und ihr Minimum am Abgaseinlass des Rekuperatorkerns bei 199 erreichen.

## D. Wärmeleitfähigkeit und Viskosität von Gasgemischen

Gegeben sei ein Gasgemisch aus  $n$  Spezies in der die  $i$ -te Spezies entsprechend ihres Massenbruchs  $w_i$  bzw. ihres Stoffmengenanteils  $y_i$  enthalten ist. Die Stoffgrößen der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  beziehungsweise der dynamischen Viskosität  $\eta$  dieses Gemisches werden in der Arbeit durch eine massenbruchgewichtete Mittelwertbildung der Größen der Reinstoffe  $\lambda_i$  beziehungsweise  $\eta_i$  berechnet, mit:

$$\Phi = \sum_{i=1}^n w_i \Phi_i \quad (\text{D.1})$$

wobei  $\Phi$  durch  $\lambda$  beziehungsweise  $\eta$  ersetzt werden kann.

Eine genauere Berechnungsvorschrift, die jedoch auch mehr Rechenzeit benötigt, ist gegeben durch [70]:

$$\Phi = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \Phi_i}{\sum_{j=1}^n y_j F_{ij}} \quad (\text{D.2})$$

mit

$$F_{ij} = \frac{\left(1 + (\eta_i/\eta_j)^{1/2} (M_j/M_i)^{1/4}\right)^2}{\sqrt{8(1 + M_i/M_j)}} \quad (\text{D.3})$$

Die relativen Abweichungen beider Methoden voneinander werden in Abb. D.1 gezeigt. Mit dem vereinfachten Modell werden die Viskositäten und Wärmeleitfähigkeiten von Gasgemischen, die in dieser Arbeit untersucht werden und die bei der Abbildung von erdgasbetriebenen MGT relevant sind, mit guter Übereinstimmung zum komplexeren Modell wiedergegeben. Zur Untersuchung anderer Anwendungen könnte es jedoch notwendig werden, komplexere Modelle zu implementieren, beispielsweise wenn binäre Gasmischungen mit deutlich

## D. WÄRMELEITFÄHIGKEIT UND VISKOSITÄT VON GASGEMISCHEN

unterschiedlichen molaren Massen und Viskositäten beziehungsweise Wärmeleitfähigkeiten der Reinstoffe untersucht werden.

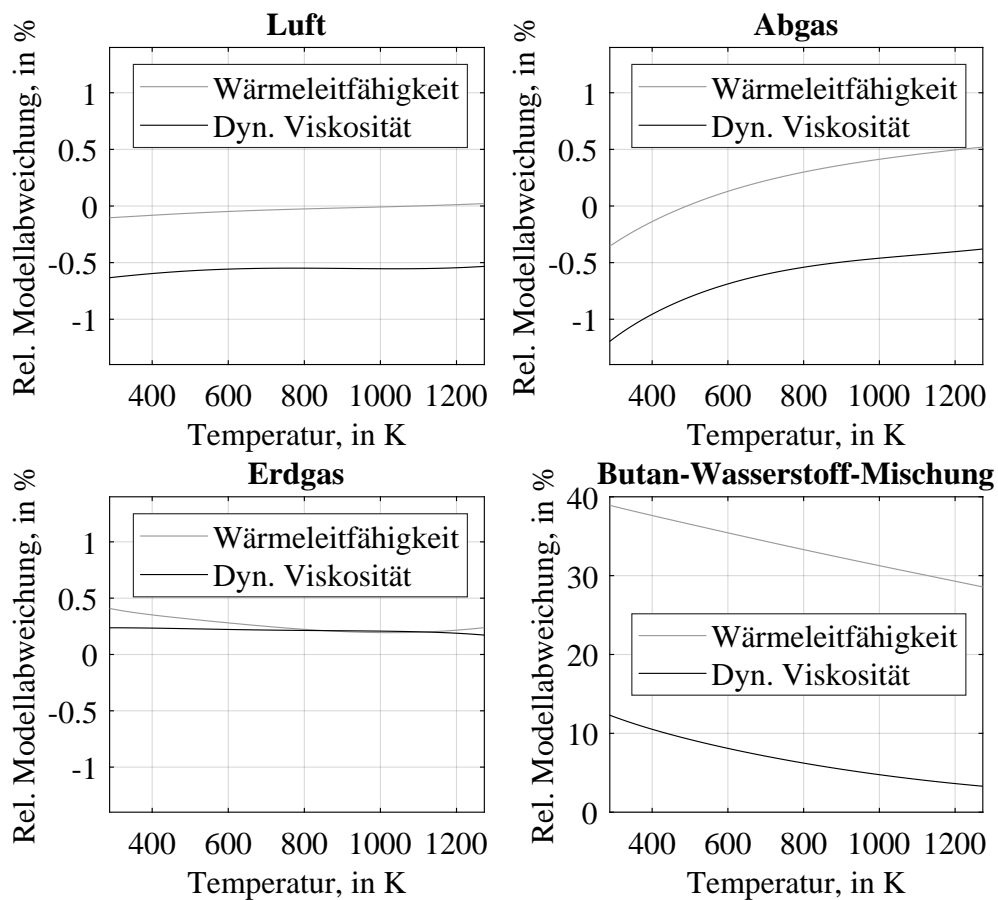


Abbildung D.1.: Relative Abweichungen zwischen dem vereinfachten Mischungsmodell aus Gl. (D.1) und dem komplexeren Modell aus Gl. (D.2, D.3) für Luft, Abgas bei Volllastbetrieb der T100 MGT, sowie Erdgas und einer Butan-Wasserstoff Mischung im Massenverhältnis 1:1.

# Literaturverzeichnis

- [1] ANDERSON JR, J. D.: *Fundamentals of aerodynamics*. 5. Aufl. McGraw-Hill, 2011. – S. 572-575
- [2] ANG, K. H. ; CHONG, G. ; LI, Y.: PID control system analysis, design, and technology. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 13 (2005), Nr. 4, S. 559–576
- [3] ASPEN TECHNOLOGY, INC.: *Aspen Plus*. [aspentech.com/products/engineering/aspen-plus/](http://aspentech.com/products/engineering/aspen-plus/). – Stand: 05.10.2016
- [4] ASPEN TECHNOLOGY, INC.: *Aspen Plus Dynamics - Dynamic simulation and optimization of chemical processes*. [aspentech.com/Brochure/Aspen-Plus-Dynamics.pdf](http://aspentech.com/Brochure/Aspen-Plus-Dynamics.pdf). – Stand: 05.10.2016
- [5] BALDA, M.: An Algorithm for Nonlinear Least Squares. In: *Technical Computing Prague, Conference*, 2007
- [6] BENES, J. ; CHAUVET, M. ; KAMENIK, O. ; KUMHOF, M. ; LAXTON, D. ; MURSULA, S. ; SELODY, J.: The future of oil: Geology versus technology. In: *International Journal of Forecasting* 31 (2015), Nr. 1, S. 207–221
- [7] BERG, H. P. ; KRIENKE, C.: Mikrogasturbinen-SOFC-Prozesse mit hohem Wirkungsgradpotential. In: *12. Magdeburger Maschinenbau-Tage* (2015)
- [8] BIANCHI, E.: *Turbec S.p.A. - Microturbina Turbec T100 CHP*. [fire-italia.org/prova/wp-content/uploads/2015/04/st04\\_bianchi.pdf](http://fire-italia.org/prova/wp-content/uploads/2015/04/st04_bianchi.pdf). – Stand: 03.01.2018
- [9] BIROL, F.: *World energy outlook 2015*. International Energy Agency, 2015
- [10] BOHL, W.: *Technische Strömungslehre*. 12. Aufl. Vogel, 2002

- [11] BOHL, W. ; ELMENDORF, W.: *Strömungsmaschinen 1*. 11. Aufl. Vogel, 2013
- [12] BORKAR, S. ; CHIEN, A. A.: The future of microprocessors. In: *Communications of the ACM* 54 (2011), Nr. 5, S. 67–77
- [13] CAMPANARI, S.: Full load and part-load performance prediction for integrated SOFC and microturbine systems. In: *Proceedings of ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1999
- [14] CAMPOREALE, S. M. ; FORTUNATO, B. ; MASTROVITO, M.: A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 128 (2006), Nr. 3, S. 506–517
- [15] CARRERO, M. ; FERRARI, M. ; DE PAEPE, W. ; PARENTE, A. ; BRAM, S. ; CONTINO, F.: Transient Simulations of a T100 Micro Gas Turbine Converted into a Micro Humid Air Turbine. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2015
- [16] CERBE, G. ; WILHELMS, G.: *Technische Thermodynamik*. 15. Aufl. Hanser, 2008
- [17] CIOFALO, M. ; STASIEK, J. ; COLLINS, M. W.: Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages—II. Numerical simulations. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39 (1996), Nr. 1, S. 165–192
- [18] COSTAMAGNA, P. ; MAGISTRI, L. ; MASSARDO, A. F.: Design and part-load performance of a hybrid system based on a solid oxide fuel cell reactor and a micro gas turbine. In: *Journal of Power Sources* 96 (2001), Nr. 2, S. 352–368
- [19] CUSSLER, Edward L.: *Diffusion: mass transfer in fluid systems*. 3. Aufl. Cambridge university press, 2009
- [20] DAMO, U. M. ; FERRARI, M. L. ; TURAN, A. ; MASSARDO, A. F.: Test Rig for Hybrid System Emulation: New Real-Time Transient Model Validated in a Wide Operative Range. In: *Fuel Cells* 15 (2015), Nr. 1, S. 7–14
- [21] DARROW, K. ; TIDBALL, R. ; WANG, J. ; HAMPSON, A.: *Catalog of CHP Technologies*. U.S. Environmental Protection Agency, Washington, DC, 2015



- 
- [22] DASSAULT SYSTÈMES AB: *Dymola 2016 FD01 Release Notes*. 3ds.com/fileadmin/PRODUCTS/CATIA/DYMOLA/PDF/Dymola\_Release\_Notes\_01.pdf. – Stand: 19.10.2017
- [23] DAVISON, C. R. ; BIRK, A.M.: Comparison of Transient Modeling Techniques for a Micro Turbine Engine. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air*, 2006, S. 449–458
- [24] DE PAEPE, W. ; CARRERO, M. ; BRAM, S. ; CONTINO, F.: T100 Micro Gas Turbine Converted to Full Humid Air Operation - a Thermodynamic Performance Analysis. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2015
- [25] DE PAEPE, W. ; CARRERO, M. M. ; BRAM, S. ; CONTINO, F.: T100 micro Gas Turbine converted to full Humid Air Operation: Test rig evaluation. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2014
- [26] FORTUM POWER AND HEAT OY UND VTT TECHNICAL RESEARCH CENTRE OF FINLAND LTD.: *Apros Combustion - High-fidelity dynamic simulation of thermal power plants*. apros.fi/filebank/212-Apros\_Combustion\_brochure.pdf. – Stand: 19.01.2017
- [27] GOOS, E. ; BURCAT, A. ; RUSCIC, B.: *Extended Third Millennium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion With Updates From Active Thermochemical Tables*. 2010 burcat.technion.ac.il/dir/BURCAT.THR. – Stand: 11.07.2013
- [28] HASELI, Y. ; DINCER, I. ; NATERER, G. F.: Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 33 (2008), Nr. 20, S. 5811–5822
- [29] HAUGWITZ, S.: Modelling of microturbine systems. In: *European Control Conference (ECC), 2003 IEEE*, 2003, S. 1234–1239
- [30] HAUSEN, H.: *Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*. 2. Aufl. Springer, 1976

- [31] HENKE, M. ; KLEMPF, N. ; HOHLOCH, M. ; MONZ, T. O. ; AIGNER, M.: Validation of a T100 Micro Gas Turbine Steady-State Simulation Tool. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2015
- [32] HENKE, M. ; MONZ, T. O. ; AIGNER, M.: Inverted Brayton Cycle with exhaust gas recirculation - a numerical investigation. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 135(9) (2013), September, S. 091203–1 – 091203–7
- [33] HENKE, M. ; MONZ, T. O. ; AIGNER, M.: Introduction of a New Numerical Simulation Tool to Analyze Micro Gas Turbine Cycle Dynamics. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 139 (2017), Nr. 4
- [34] HERWIG, H.: *Strömungsmechanik A-Z: eine systematische Einordnung von Begriffen und Konzepten der Strömungsmechanik*. Springer, 2004
- [35] HIRSH, C.: *Numerical Computation of Internal and External Flows, Vol. 1*. Wiley, New York, 1988
- [36] HÄNEL, D.: *Mathematische Strömungslehre I + II*. [aia.rwth-aachen.de/vlueb/vl/numerische\\_stroemungsmechanik\\_ii/material/msl.pdf](http://aia.rwth-aachen.de/vlueb/vl/numerische_stroemungsmechanik_ii/material/msl.pdf). Vorlesungsskript RWTH Aachen. – Stand: 19.01.2017
- [37] HOHLOCH, M. ; HUBER, A. ; AIGNER, M.: Experimental Investigation of a SOFC/MGT Hybrid Power Plant Test Rig - Impact and Characterization of Coupling Elements. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2014
- [38] HOHLOCH, M. ; HUBER, A. ; AIGNER, M.: Experimental Investigation of a SOFC/MGT Hybrid Power Plant Test rig - Impact and Characterization of a Fuel Cell Emulator. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2016
- [39] HOHLOCH, M. ; WIDENHORN, A. ; LEBKÜCHNER, D. ; PANNE, T. ; AIGNER, M.: Micro Gas Turbine Test Rig for Hybrid Power Plant Application. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*, 2008
- [40] HOHLOCH, M. ; ZANGER, J. ; WIDENHORN, A. ; AIGNER, M.: Experimental Characterization of a Micro Gas Turbine Test Rig. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, 2010

- [41] HU, D. ; XU, S.: Opportunity, challenges and policy choices for China on the development of shale gas. In: *Energy Policy* 60 (2013), S. 21–26
- [42] KROLL, F.: *Simulation und Regelung eines Brennstoffzelle-Gasturbine-Hybridkraftwerks*, Diss., 2012. [dx.doi.org/10.18419/opus-3878](https://dx.doi.org/10.18419/opus-3878)
- [43] KURZKE, J.: How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations. In: *Proceedings of ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1996
- [44] KURZKE, J.: *Smooth C 8.2 - Preparing Compressor Maps for Gas Turbine Performance Modeling*, 2009. [gasturb.de/Gtb12Manual/SmoothC/SmoothC82Manual.pdf](http://gasturb.de/Gtb12Manual/SmoothC/SmoothC82Manual.pdf). – Stand: 19.01.2017
- [45] KURZKE, J.: *Smooth T 8.2 - Preparing Turbine Maps for Gas Turbine Performance Modeling*, 2009. [gasturb.de/Gtb12Manual/SmoothT/smoothT82Manual.pdf](http://gasturb.de/Gtb12Manual/SmoothT/smoothT82Manual.pdf). – Stand: 19.01.2017
- [46] LAGERSTRÖM, G. ; XIE, M.: *Heat exchanger device and a method for manufacturing the same*. Juni 2007. – US Patent Nr. 7,228,892
- [47] LEE, J. J. ; KIM, Y. S. ; KIM, T. S. ; SOHN, J. L. ; JOO, Y. J.: A gas turbine performance simulation program and its application to an igcc gas turbine. In: *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, 2010, S. 759–768
- [48] LEMMON, E. W. ; McLINDEN, M. O. ; FRIEND, D. G. ; LINSTROM, P. J. (Hrsg.) ; MALLARD, W. G. (Hrsg.): *NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database*. Bd. 69: *Thermophysical properties of fluid systems*. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899 [webbook.nist.gov](http://webbook.nist.gov). – Stand: 20.10.2016
- [49] MAGISTRI, L. ; MASSARDO, A. ; RODGERS, C. ; McDONALD, C. F.: A hybrid system based on a personal turbine (5 kw) and a SOFC stack: A flexible and high efficiency energy concept for the distributed power market. In: *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*, 2001
- [50] MANN, H. ; SCHIFFELGEN, H. ; FRORIEP, R.: *Einführung in die Regelungstechnik: analoge und digitale Regelung, Fuzzy-Regler, Regler-Realisierung, Software*. 10. Aufl. Hanser Verlag, 2005

- [51] MCGLADE, C. ; EKINS, P.: The geographical distribution of fossil fuels unused when limiting global warming to 2 °C. In: *Nature* 517 (2015), Nr. 7533, S. 187–190
- [52] McLARTY, D. ; BROUWER, J. ; SAMUELSEN, S.: Hybrid fuel cell gas turbine system design and optimization. In: *Journal of Fuel Cell Science and Technology* 10 (2013), Nr. 4, S. 041005–01 – 041005–11
- [53] ORTSEIFEN, A.: *Entwurf von modellbasierten Anti-Windup-Methoden für Systeme mit Stellbegrenzungen*. VDI Verlag GmbH, 2013
- [54] PARSONS, E. L.: Development, fabrication and application of a primary surface gas turbine recuperator / SAE Technical Paper. Washington, D.C., May 1985. – Government/Industry Meeting & Exposition
- [55] PEZZINI, P. ; FERRARI, M. L. ; TUCKER, D. ; TRAVERSO, A.: Research and Educational Opportunities in Hardware-in-the-Loop Simulation of Advanced Power Systems: An International Perspective. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2014
- [56] PILAVACHI, P. A.: Mini-and micro-gas turbines for combined heat and power. In: *Applied Thermal Engineering* 22 (2002), Nr. 18, S. 2003–2014
- [57] SAVINO, S. ; COMINI, G. ; NONINO, C.: Effect of corner angle on convection enhancement in wavy ducts with trapezoidal cross-sections. In: *International journal for numerical methods in fluids* 44 (2004), Nr. 8, S. 885–903
- [58] SCHOBEIRI, M. T. ; ATTIA, M. ; LIPPKE, C.: GETRAN: A generic, modularly structured computer code for simulation of dynamic behavior of aero-and power generation gas turbine engines. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 116 (1994), Nr. 3, S. 483–494
- [59] SCHWÄRZLE, A. ; MONZ, T. O. ; AIGNER, M.: Thermal Incineration of VOCs in a Jet-Stabilized Micro Gas Turbine Combustor. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2015
- [60] SHELTON, M. ; CELIK, I. ; LIESE, E. ; TUCKER, D. ; LAWSON, L.: A Transient Model of a Hybrid Fuel Cell/Gas Turbine Test Facility Using Simulink. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air*, 2005, S. 213–220

- [61] STASIEK, J. ; COLLINS, M. W. ; CIOFALO, M. ; CHEW, P. E.: Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages—I. Experimental results. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39 (1996), Nr. 1, S. 149–164
- [62] STEAG ENERGY SERVICES GMBH: *Ebsilon Professional*. [steag-systemtechnologies.com/ebsilon\\_professional.html](http://steag-systemtechnologies.com/ebsilon_professional.html). – Stand: 05.10.2016
- [63] THE MATHWORKS, Inc.: *Simulink, User's Guide Version 8.8*, 2016. [mathworks.com/help/pdf\\_doc/simulink/sl\\_using.pdf](http://mathworks.com/help/pdf_doc/simulink/sl_using.pdf). – Stand: 19.01.2017
- [64] TRAVERSO, A.: *TRANSEO: A new simulation tool for transient analysis of innovative energy systems*, TPG-DiMSET, University of Genoa, Diss., 2004
- [65] TRAVERSO, A.: TRANSEO code for the dynamic performance simulation of micro gas turbine cycles. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air* American Society of Mechanical Engineers, 2005, S. 45–54
- [66] TURBEC S.P.A.: *Technical Description Microturbine Turbec T100*. [people.unica.it/danielecocco/files/2012/07/Microturbina\\_T100\\_Detailed\\_Specifications1.pdf](http://people.unica.it/danielecocco/files/2012/07/Microturbina_T100_Detailed_Specifications1.pdf). – Stand: 19.01.2017
- [67] UNFCCC (UNITED NATIONS FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE): Adoption of the Paris Agreement, FCCC/CP/2015/L.9/Rev.1, 2015
- [68] U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION: Annual Energy Outlook 2015 with projections to 2040. In: *DOE/EIA-0383(2015)*, 2015
- [69] UTRIAINEN, E. ; SUNDÉN, B.: A numerical investigation of primary surface rounded cross wavy ducts. In: *Heat and Mass transfer* 38 (2002), Nr. 7-8, S. 537–542
- [70] VDI GESELLSCHAFT: *VDI-Wärmeatlas*. 10. Aufl. Springer Berlin Heidelberg, 2006
- [71] VEYO, S. E. ; VORA, S. D. ; LITZINGER, K. P. ; LUNDBERG, W. L.: Status of pressurized SOFC/GAS turbine power system development at Siemens Westinghouse. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, 2002. – 823–829
- [72] WÄCHTER, C.: *Modellierung, Regelung und Simulation des Betriebsverhaltens eines SOFC/GT-Hybridkraftwerks*, Laboratorium für Strömungsmaschinen, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2008

- [73] WÄCHTER, C. ; LUNDERSTÄDT, R. ; JOOS, F.: Dynamic model of a pressurized SOFC/gas turbine hybrid power plant for the development of control concepts. In: *Journal of Fuel Cell Science and Technology* 3 (2006), Nr. 3, S. 271–279
- [74] WANG, Q. ; CHEN, X. ; JHA, A. N. ; ROGERS, H.: Natural gas from shale formation—the evolution, evidences and challenges of shale gas revolution in United States. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (2014), S. 1–28
- [75] WELLER, F.: *Numerische Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Vieweg, Braunschweig, 1996
- [76] ZANGER, J ; WIDENHORN, A ; AIGNER, M: Experimental Investigations of Pressure Losses on the Performance of a MGT. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air* (2010)
- [77] ZANGER, Jan ; WIDENHORN, Axel ; AIGNER, Manfred: Experimental investigations of pressure losses on the performance of a micro gas turbine system. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 133 (2011), Nr. 8, S. 082302
- [78] ZIEGLER, J. G. ; NICHOLS, N. B.: Optimum settings for automatic controllers. In: *trans. ASME* 64 (1942), Nr. 11
- [79] ZIMMERER, C. ; GSCHWIND, P. ; GAISER, G. ; KOTTKE, V.: Comparison of heat and mass transfer in different heat exchanger geometries with corrugated walls. In: *Experimental thermal and fluid science* 26 (2002), Nr. 2, S. 269–273
- [80] ZORNEK, T. ; MONZ, T. O. ; AIGNER, M.: Effizient, Flexibel, Sauber: Flox-Brennkammersysteme für Mikrogasturbinen. In: *Brennstoff Wärme Kraft* 66 (2014), Nr. 9, S. 13–16
- [81] ZORNEK, T. ; MONZ, T. O. ; AIGNER, M.: Performance analysis of the micro gas turbine Turbec T100 with a new FLOX-combustion system for low calorific fuels. In: *Applied Energy* 159 (2015), S. 276–284

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name	Martin Henke
Geburtsdatum	2. Februar 1984
Geburtsort	Tuttlingen
Staatsangehörigkeit	Deutscher

## Schul Ausbildung

1990-1994	Karlschule, Tuttlingen
1994-2003	Otto-Hahn Gymnasium, Tuttlingen

## Studium

2003-2009	Abgeschlossenes Diplomstudium Technische Kybernetik an der Universität Stuttgart
-----------	---

## Berufliche Tätigkeit

seit 2010	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt in Stuttgart (Institut für Verbrennungstechnik) im Themengebiet der Prozesssimulation des stationären und instationären Betriebs MGT-basierter Kraftwerksanlagen mit Möglichkeit zur Promotion an der Universität Stuttgart
seit 2017	Leiter der Gruppe Systemanalyse in der Abteilung Gasturbinen